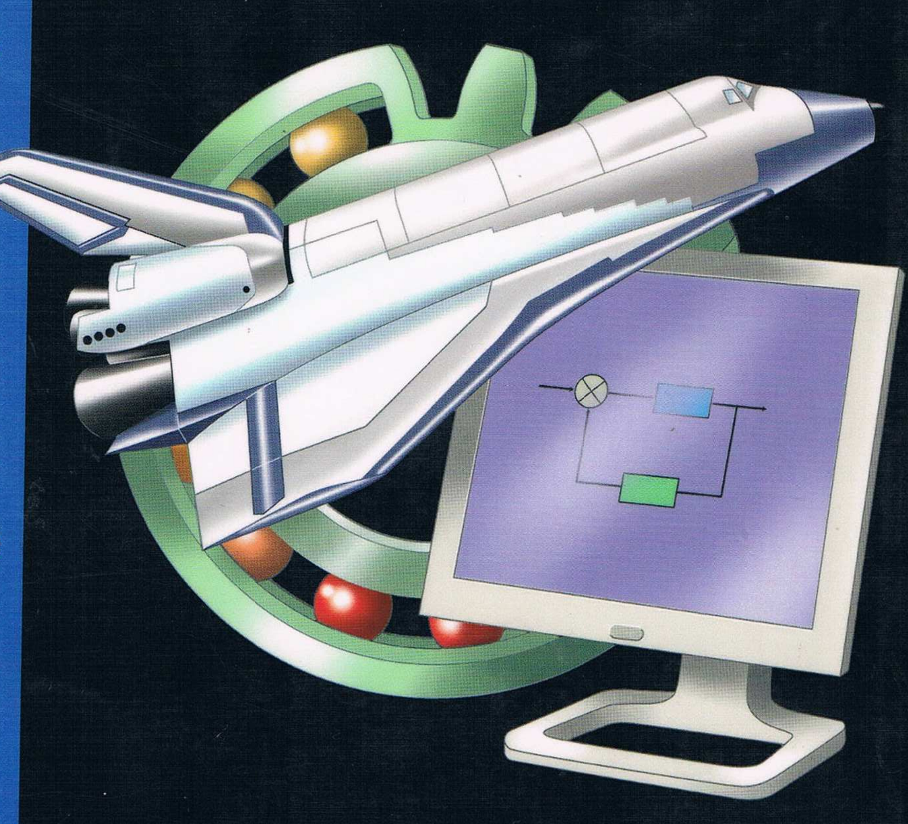
Jean-Louis FANCHON

Guide des sciences et technologies industrielles

Édition mise à jour conformément aux normes en vigueur

- Dessin industriel et graphes
- Matériaux
- Éléments de construction ou de machines
- Méthodes d'analyse et organisation d'entreprise
- Systèmes automatisés, automatisme et automatique
- Normalisation et schémas



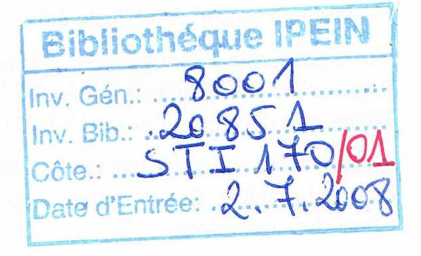
AFNOR



Jean-Louis FANCHON

Guide des sciences et technologies industrielles

- Dessin industriel et graphes
- Matériaux
- Éléments de construction ou de machines
- Méthodes d'analyse et organisation d'entreprise
- Systèmes automatisés, automatisme et automatique
- Normalisation et schémas





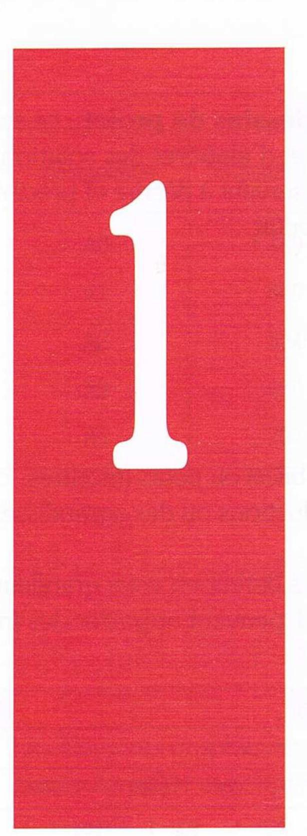




Sommaire

Éléments de construction ou de machines

Je tiens à remercier mes collègues, les professeurs Louis Martine, Thérèse Legrand et Jean-Paul Varaire pour leur précieux concours dans la mise au point de ce livre et leur relecture.
Je remercie également mon épouse Ingrid sans laquelle ce livre n'aurait pas été possible.



DESSIN INDUSTRIEL GÉNÉRALITÉS

OBJECTIFS

- Décrire les principales familles de dessins industriels.
- Préciser les échelles et les formats utilisés ainsi que les divers éléments indispensables aux indications : cartouche, nomenclature, types de traits, écritures….
- Indiquer le matériel de base du dessin industriel manuel et les principales techniques de tracé.

Le dessin industriel, manuel ou assisté par ordinateur (DAO, CAO, etc.), est l'outil graphique le plus utilisé par les techniciens et les ingénieurs pour passer de l'idée (l'étude) à la réalisation (fabrication) d'un objet ou produit. C'est un langage universel, rigoureux, dont les règles précises sont normalisées internationalement (ISO : *International Standard Organisation*).
La vision dans l'espace, c'est-à-dire la capacité à voir ou à imaginer un objet à trois dimensions dans l'espace, est une formidable aide à la création pour l'esprit et le cerveau humain. Cette qualité fondamentale n'est pas un don du ciel, elle doit être travaillée, développée et cultivée par des exercices graphiques répétés et suffisamment nombreux. L'apprentissage du dessin industriel permet d'acquérir cette vision.

I - Principaux types de dessins industriels

Les dessins industriels se divisent en plusieurs familles complémentaires.
Les schémas : ils sont tracés à partir de familles de symboles normalisés. Chaque symbole représente ou schématise un organe ou un composant particulier. Ils permettent de représenter, de manière simplifiée et condensée, des installations ou des systèmes techniques plus ou moins complexes.

Exemples : schémas électriques, électroniques, hydrauliques.

Les dessins d'ensemble : ils permettent la représentation non schématique, plus ou moins détaillée, à une certaine échelle, d'installations, d'immeubles, de machines, de systèmes techniques variés constitués de divers éléments de base (composants, pièces par exemple).
Les dessins de définition : complémentaires des précédents, ils définissent complètement et totalement chacun des éléments de base d'un produit et les exigences auxquelles il doit satisfaire. Ils servent souvent à établir des contrats entre concepteurs et réalisateurs (cahier des charges).
Les dessins de détail d'exécution : généralement obtenus à partir des dessins de définition, ils donnent les indications nécessaires à la réalisation d'un produit ou de l'un de ses éléments de base.

Exemples : dessin de fabrication, d'opération, d'implantation.

Les dessins d'avant-projet, ou de conception, et les dessins de projet : ce sont des dessins d'ensemble. Les premiers permettent de proposer et d'élaborer des solutions possibles au moment de la conception d'un produit. Les seconds servent à décrire et préciser tous les détails de la solution finalement choisie pour réaliser le produit.

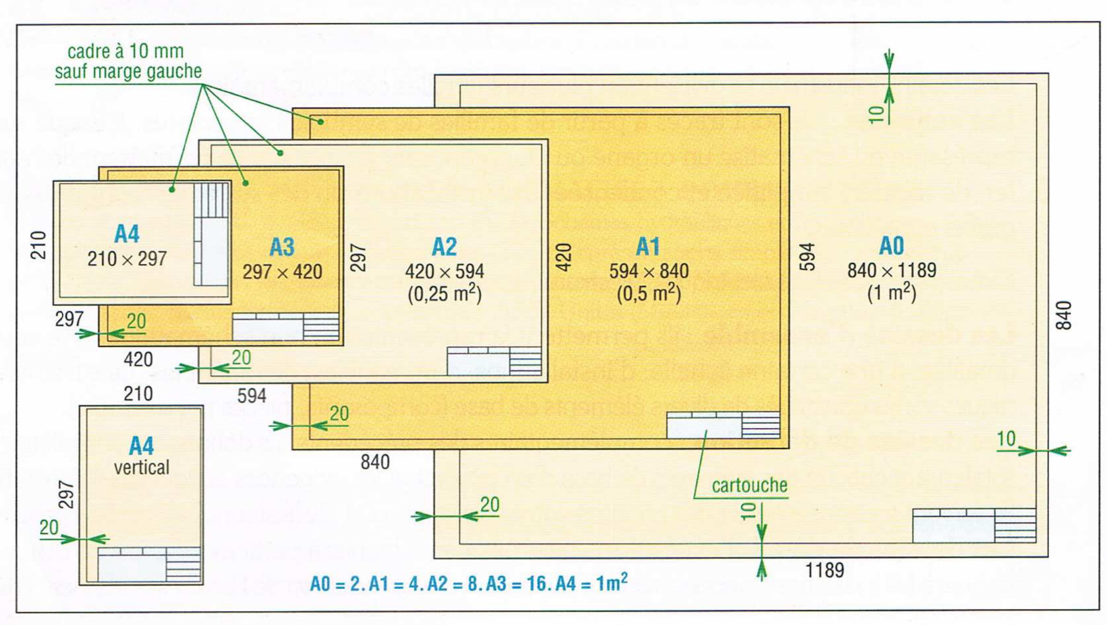
II - Échelles

Lorsque les objets sont grands (immeubles, bateaux, automobiles) ou petits (montres, circuits électroniques, par exemple) il est nécessaire de faire des réductions ou des agrandissements pour les représenter.
L'échelle 1 (ou 1 : 1) présente l'avantage de visualiser l'objet à définir en vraie grandeur, sans réduction et sans agrandissement. Les échelles 1 : 2 et 2 : 1 peuvent apporter des impressions trompeuses en conception.

Échelles usuelles – NF EN ISO 5455										
en vraie grandeur	1 : 1									
en réduction	1 : 2	1 : 5	1 : 10	1 : 20	1 : 50	1 : 100	1 : 200	1 : 500	1 : 1000	...
en agrandissement	2 : 1	5 : 1	10 : 1	20 : 1	50 : 1	100 : 1	200 : 1	500 : 1	1000 : 1	...

III - Formats normalisés

La série A (A0, A1, A2, A3, A4), normalisée ISO, est universellement utilisée.
Les formats A3 à A0 doivent être utilisés horizontalement et le format A4 verticalement (ISO 5457), cartouche en bas à droite, marge gauche à 20 mm, autres marges à 10 mm.
Le format A4 (210 × 297 mm) correspond à la taille d'une feuille de papier standard type courrier.
Le format A3 (420 × 297) se déduit du A4 en multipliant la plus petite dimension par deux (210 × 2 = 420). De même le A2 (594 × 420) s'obtient en multipliant la plus petite dimension du A3 par 2 (297 × 2 = 594) et ainsi de suite pour les autres formats.
Pour chaque format le rapport longueur sur largeur est égal à $\sqrt{2}$ (≈ 1,414).



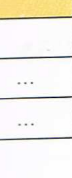
1. Principaux formats normalisés, position des cartouches, marges et cadres.

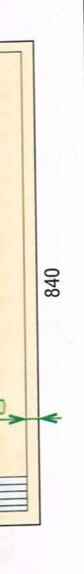
Formats normalisés A (ISO 5457)					
désignation	longueur (mm)	largeur (mm)	zone d'exécution (entre marges)	nombre de coordonnées (fig. 2)	
				côté long	côté court
A0	1 189	840	821 × 1 159	24	16
A1	840	594	574 × 811	16	12
A2	594	420	400 × 564	12	8
A3	420	297	277 × 390	8	6
A4	297	210	180 × 277	6	4



IV – Éléments graphiques permanents (NF EN ISO 5457)

Les éléments graphiques permanents permettent de cadrer le dessin, repérer certains détails, manipuler, plier et couper les formats.





2. Éléments graphiques permanents. * éléments non retenus par l'ISO 5457

a) Le cadre : il délimite la zone d'exécution du dessin. Dessiné en trait continu fort, il fait apparaître une marge sur tout le contour et délimite la zone d'éxecution du dessin .

b) Les repères : ils sont situés dans la marge entre le cadre et le bord du dessin.
– Les repères de centrage : au nombre de quatre, ils indiquent les axes de symétrie du format et sont généralement matérialisés par un trait continu fort (forme libre de choix).
– Les repères d'orientation : au nombre de deux sur les supports pré-imprimés, ils se superposent aux repères de centrage. Une fois le dessin terminé il ne doit rester qu'un seul repère, celui orienté vers le dessinateur ou le lecteur. Ils ne sont pas retenus par l'ISO 5457.

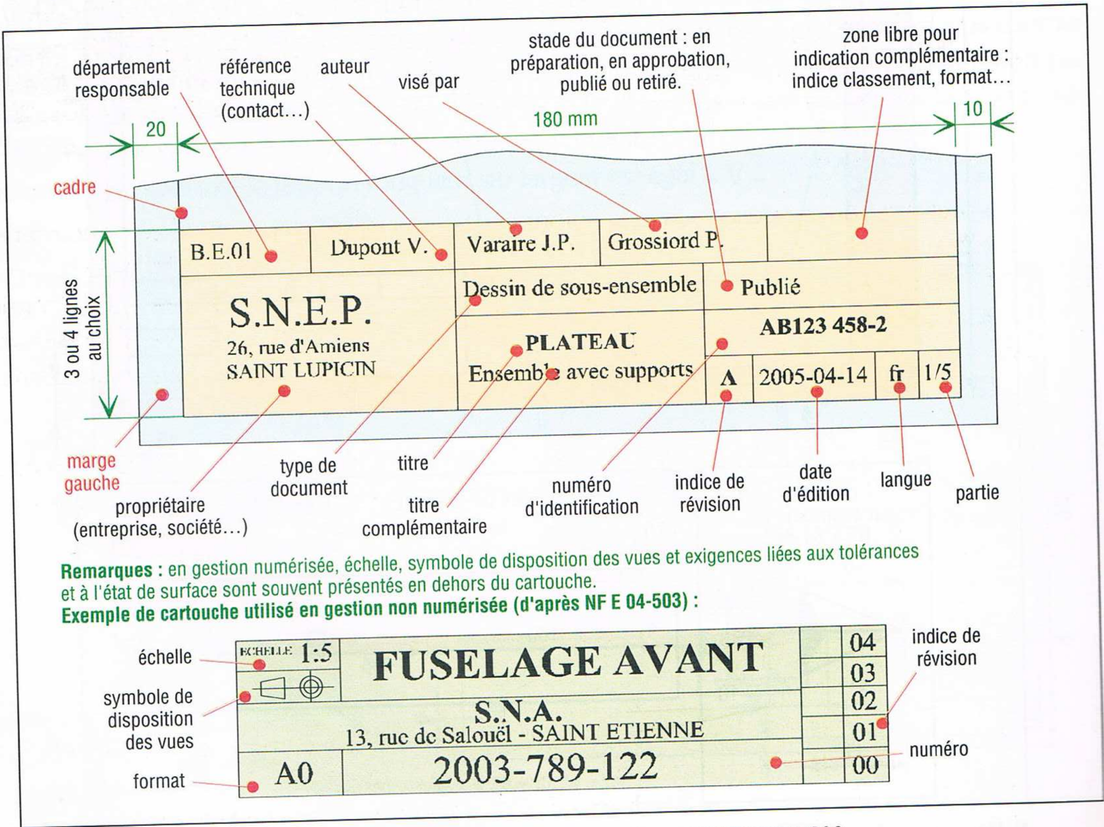
c) Le système de coordonnées : à partir de lettres (A,B,C...), de haut en bas, et de chiffres (1,2,3...), de gauche à droite, il permet de localiser les différentes parties de la zone dessinée. Le nombre de coordonnées, fonction du format, divisible par 2, est indiqué page 7. Hauteur des caractères : 3,5 mm.

d) La graduation centimétrique de référence : non chiffrée (longueur minimale 200 mm, largeur maximale 5 mm), elle peut figurer dans la marge près du cadre (non retenue par ISO 5457).

e) Les onglets de coupe : placés aux quatre coins du dessin, ils facilitent la découpe des reproductions au format voulu et sont matérialisés par deux rectangles 10 × 5 se chevauchant.

V - Cartouche

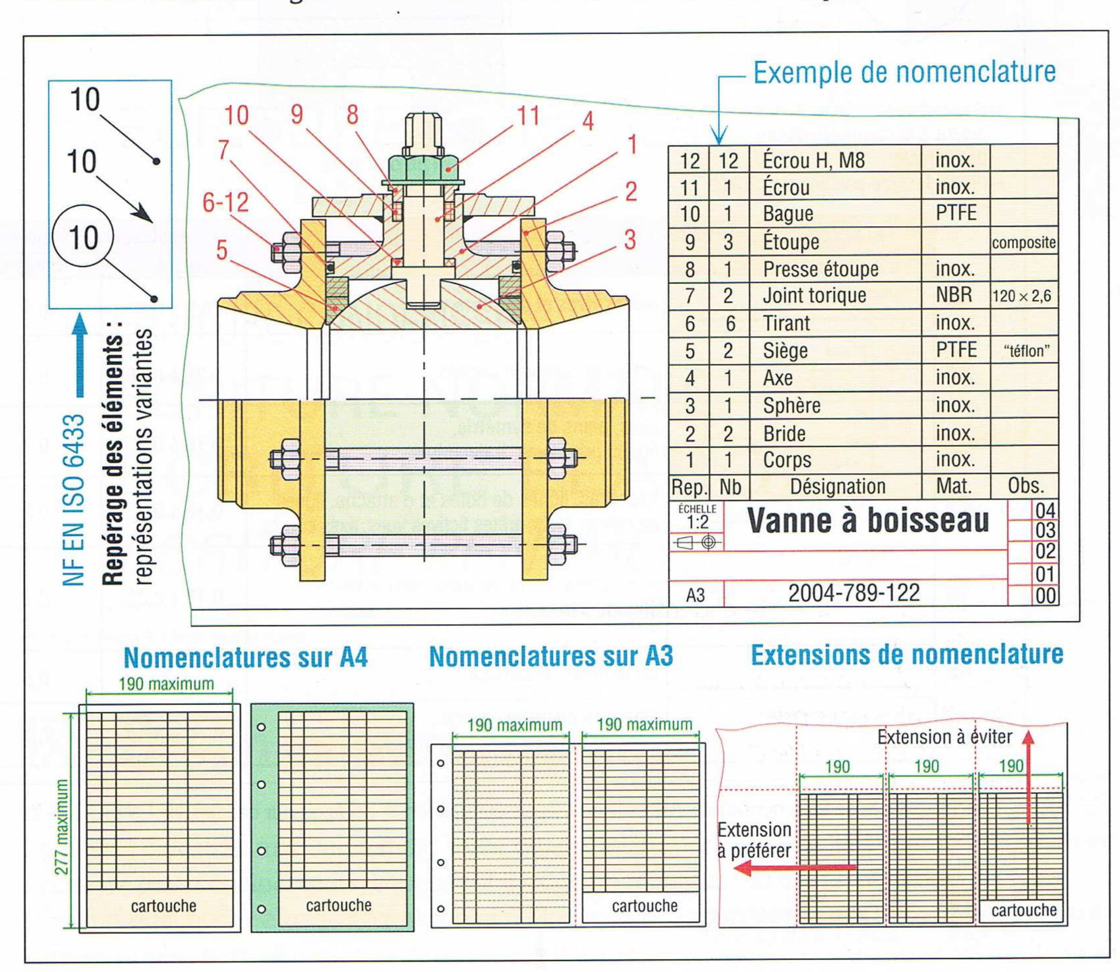
Le cartouche est la carte d'identité du dessin ou document. Son emplacement dans le format est indiqué figure 1 ; le sens de lecture du dessin est celui du cartouche.
Plus complet en gestion numérisée, il rassemble les renseignements essentiels : données d'identification (propriétaire, numéro d'identification, indice de révision, date d'édition, numéro partie, langue...), titre et données administratives (auteur, département, référence technique, visé par ; type, stade et format du document...).



3. Exemple de cartouche utilisé en gestion numérisée suivant recommandations NF EN ISO 7200.

VI - Nomenclature

Liée à un dessin d'ensemble elle dresse la liste complète de tous les éléments constitutifs (par exemple, pièces, composants) du système dessiné. Chaque élément est répertorié, numéroté, classé et tous les renseignements nécessaires le concernant sont indiqués.



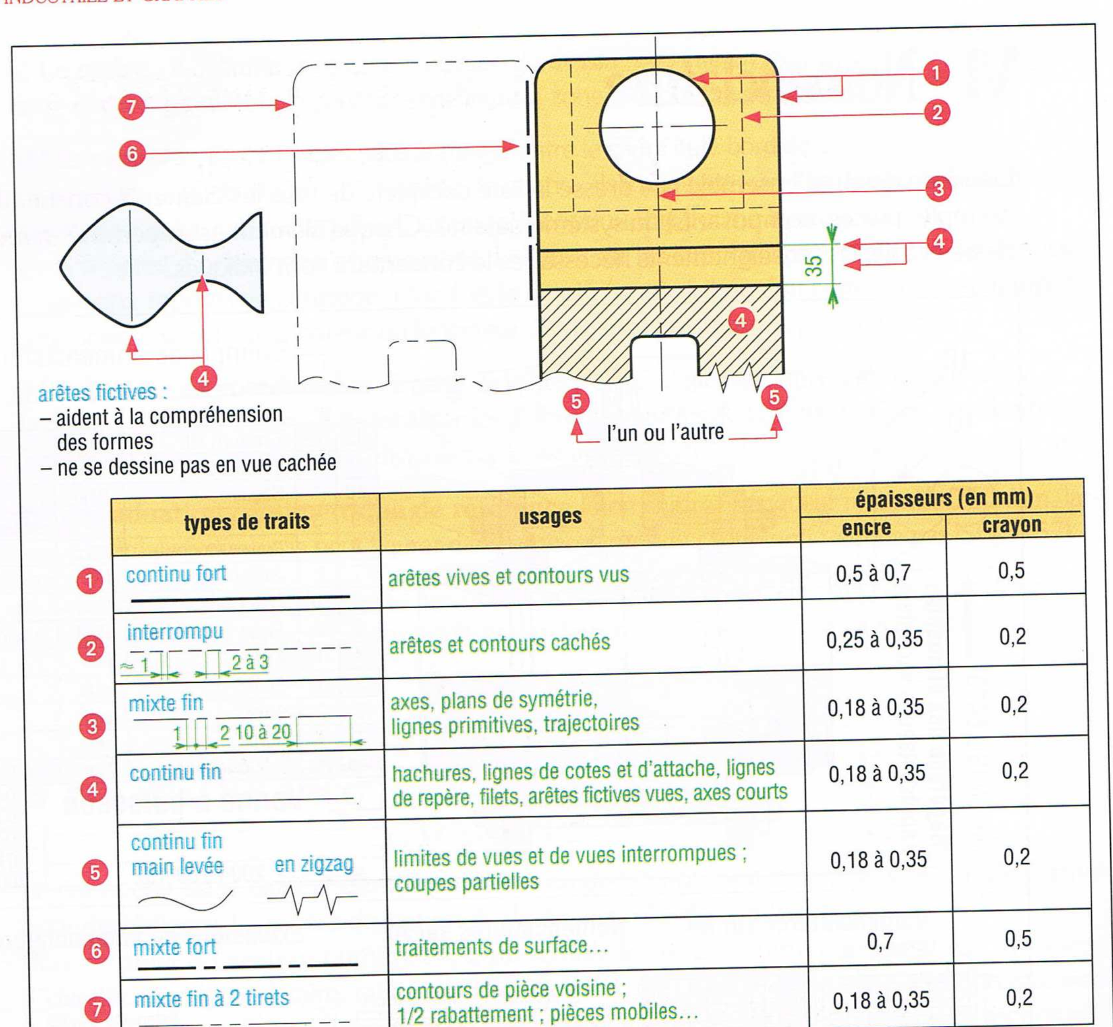
4. Exemples de disposition de nomenclatures.

La présentation proposée, en cinq colonnes, est classique. La première colonne reprend les repères, ou chiffres, indiqués sur le dessin d'ensemble par ordre croissant de bas en haut. Chaque pièce ou élément dessiné doit avoir un repère, sauf dans le cas des pièces identiques. La seconde colonne indique le nombre de pièces identiques. Les autres colonnes précisent dans l'ordre : le nom ou la désignation normalisée de l'élément repéré ; la matière (matériau utilisé) ; au besoin des observations ou renseignements complémentaires utiles.

Remarques : la plupart des dispositifs CAO/DAO offre des possibilités de nomenclaturage automatique avec présentation personnalisée. Le plus souvent les nomenclatures obtenues peuvent être reprises, travaillées et gérées à l'aide de traitements de textes.

VII - Principaux traits

Le dessin industriel utilise de nombreux traits différents. Chaque trait a sa nature (continu, interrompu, mixte), une épaisseur (fort, fin) et est destiné à un usage donné; exemple, cas de la norme NF EN ISO 128-20, figure 5. Les dispositifs CAO/DAO en propose une grande variété.
Largeurs recommandées (ISO) : 0,13 ; 0,18 ; 0,25 ; 0,35 ; 0,5 ; 0,7 ; 1 ; 1,4 ; 2.



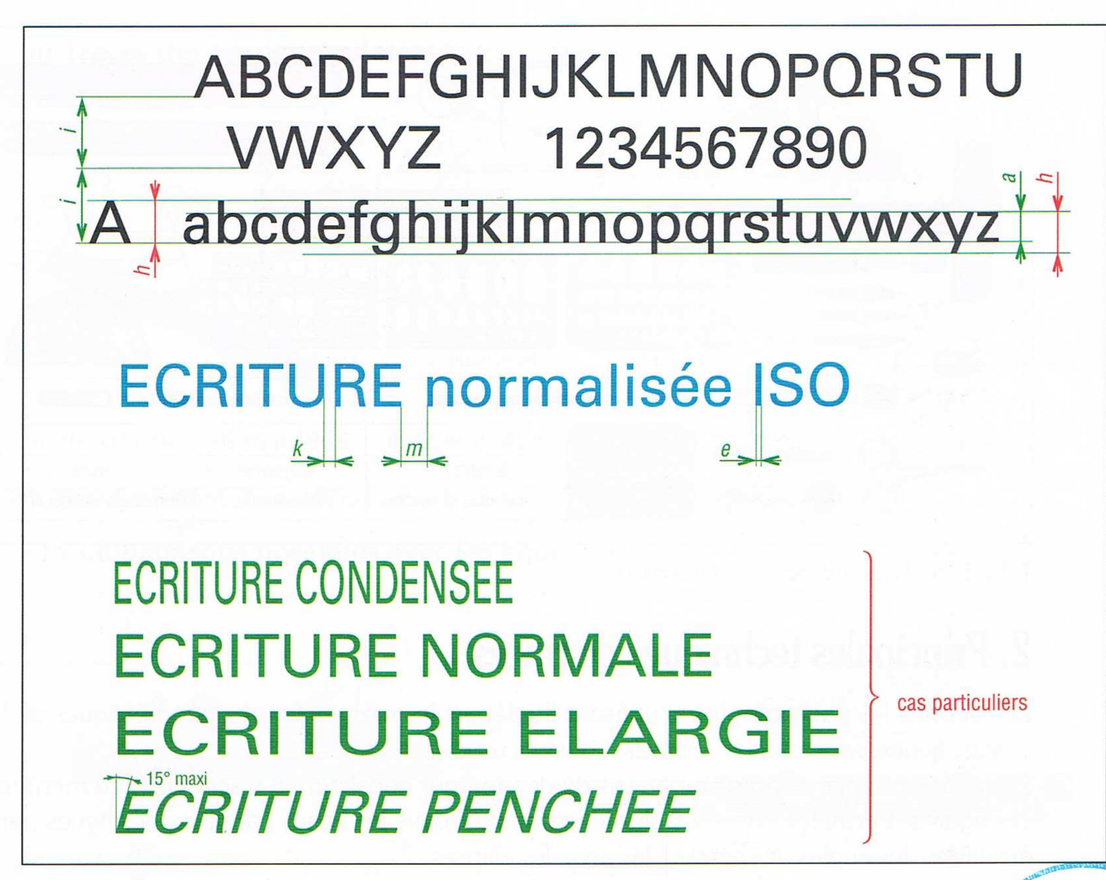
	types de traits	usages	épaisseurs (en mm) encre	épaisseurs (en mm) crayon
1	continu fort	arêtes vives et contours vus	0,5 à 0,7	0,5
2	interrompu (≈ 1 ; 2 à 3)	arêtes et contours cachés	0,25 à 0,35	0,2
3	mixte fin (1 ; 2 ; 10 à 20)	axes, plans de symétrie, lignes primitives, trajectoires	0,18 à 0,35	0,2
4	continu fin	hachures, lignes de cotes et d'attache, lignes de repère, filets, arêtes fictives vues, axes courts	0,18 à 0,35	0,2
5	continu fin main levée / en zigzag	limites de vues et de vues interrompues ; coupes partielles	0,18 à 0,35	0,2
6	mixte fort	traitements de surface…	0,7	0,5
7	mixte fin à 2 tirets	contours de pièce voisine ; 1/2 rabattement ; pièces mobiles…	0,18 à 0,35	0,2

5. Principaux types de traits normalisés. Arêtes fictives (épaisseur trait fort ⩾ 2 × épaisseur trait fin). NF EN ISO 128-20.

VIII – Écritures

– On doit utiliser en priorité des écritures normalisées. La norme NF EN ISO 3098-0 retient les types A et B de la norme ISO (l'ancienne norme NF E 04-505 ne retenait que le type B et pas h = 1,8). Les types A et B ont même hauteur h. A est plus fin que le B.
– Il faut préférer une écriture droite à une écriture penchée. La norme tolère une écriture penchée de 15° maximum vers la droite. En dessin manuel, les écritures sont le plus souvent réalisées avec des trace-lettres ; les systèmes par lettres transferts sont également utilisés.
– Les dispositifs CAO/DAO offrent une grande variété de caractères, permettent des écritures condensées, élargies, penchées, proposent des facilités pour centrer, aligner les textes…

Écriture ISO type B (NF EN ISO 3098-0) : principales dimensions (en mm)									
hauteur nominale	h	1,8	2,5	3,5	5	7	10	14	20
hauteur des minuscules	a	1,26	1,75	2,5	3,5	5	7	10	14
largeur du trait	e	0,18	0,25	0,35	0,5	0,7	1	1,4	2
interligne	i	2,3 à 3,4	3,2 à 4,8	4,5 à 6,7	6,5 à 9,5	9,1 à 13,3	13 à 19	18,2 à 26,6	26 à 38
espace entre mots	m	1,08	1,5	2,1	3	4,2	6	8,4	12
espace entre lettres	k	0,36	0,5	0,7	1	1,4	2	2,8	4



6. Exemple d'écriture normalisée.

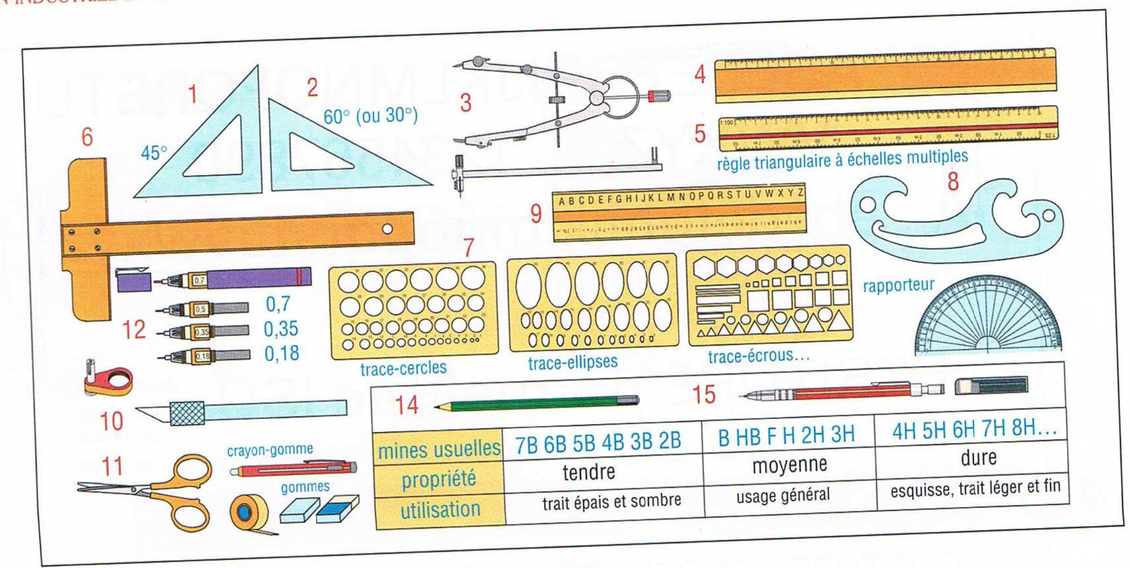
IX - Dessin industriel manuel

Le dessin industriel manuel, à main levée ou aux instruments, est facile à mettre en œuvre et nécessite peu d'équipements, cependant il exige un minimum de dextérité et de soin.
C'est un outil nécessaire au technicien et à l'ingénieur car dans certaines circonstances et suivant les applications, il n'est pas toujours possible ni même avantageux d'utiliser un ordinateur graphique. De plus il fournit un savoir-faire supplémentaire augmentant les possibilités et la qualification des individus.
Sur le plan pédagogique il permet aux étudiants d'acquérir plus rapidement et plus facilement la connaissance des règles fondamentales normalisées du dessin industriel. En CAO/DAO à la maîtrise de ces règles s'ajoute celle du logiciel (double difficulté).

1. Matériel et équipement usuel

Liste du matériel de base (voir fig. 7)		
1 : équerre à 45°	6 : té	11 : ciseaux
2 : équerre à 60° et 30°	7 : trace-cercles, etc.	12 : plumes à encre calibrées
3 : grand compas avec rallonge	8 : trace-courbes	13 : adaptateur plume sur compas
4 : règle graduée (300 mm)	9 : trace-lettre	14 : crayon
5 : règle graduée à échelles multiples	10 : cutter « grattoir »	15 : porte-mine (0,5…)

Remarque : la planche à dessiner, le té et les équerres sont avantageusement remplacés par un pantographe ou des règles guidées sur les tables à dessin évoluées.



7. Équipement typique du dessin industriel manuel.

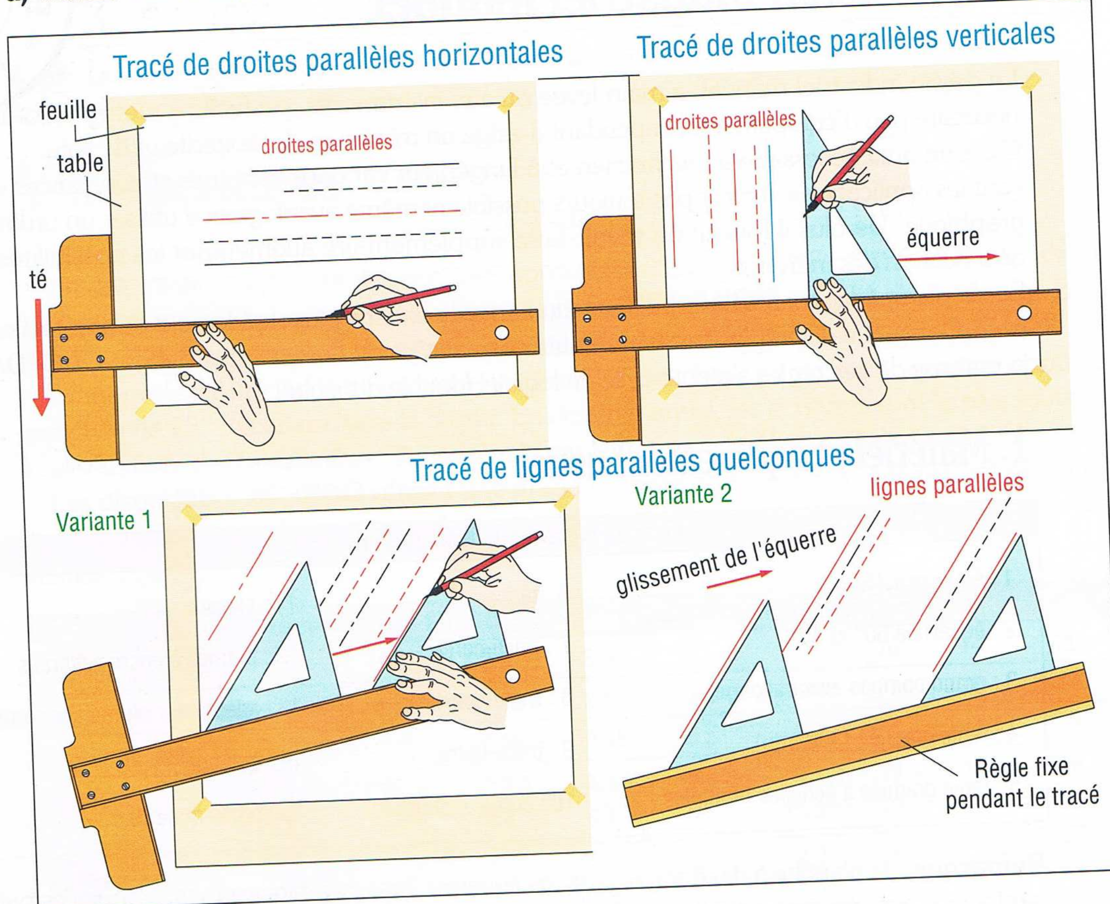
2. Principales techniques de tracés

Les dessins les plus complexes utilisent au départ les mêmes figures géométriques de base: points, lignes, arcs, cercles, ellipses, volumes usuels...

L'une des premières préoccupations du dessinateur consistera à tracer correctement toutes ces figures. Parmi les tracés les plus courants on trouve les lignes parallèles, les lignes perpendiculaires, les angles, les cercles, les arcs, les ellipses...

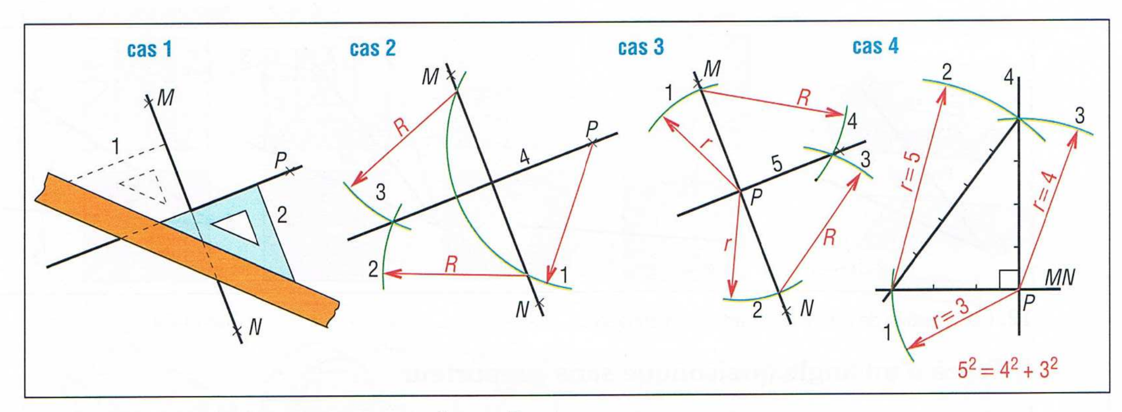
Les principales techniques utilisées pour effectuer ces tracés dans le cas du dessin manuel sont rassemblées et décrites aux pages suivantes.

a) Tracés des droites parallèles



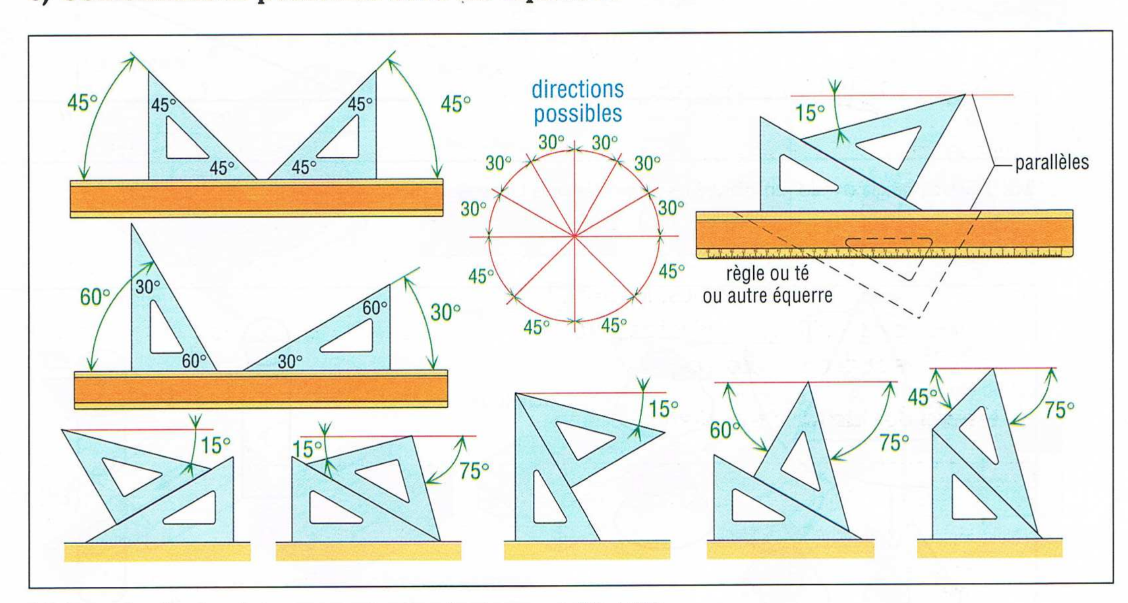
8. Tracés de parallèles avec té et équerres.

b) Tracés des perpendiculaires



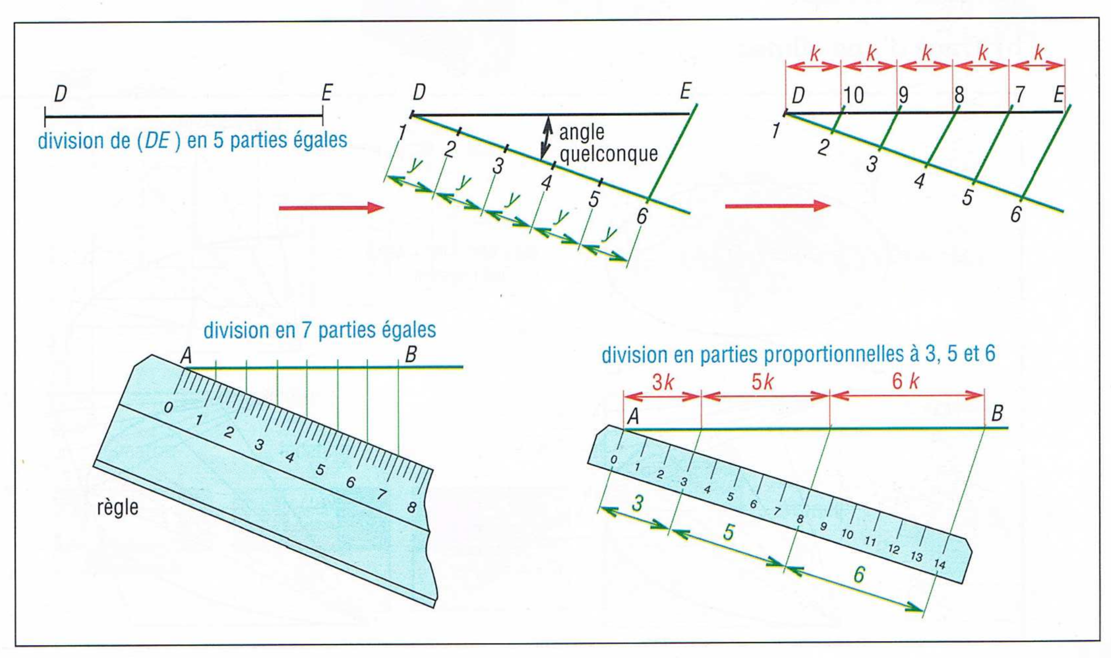
9. Tracé de la perpendiculaire à MN passant par le point P.

c) Combinaisons possibles avec les équerres



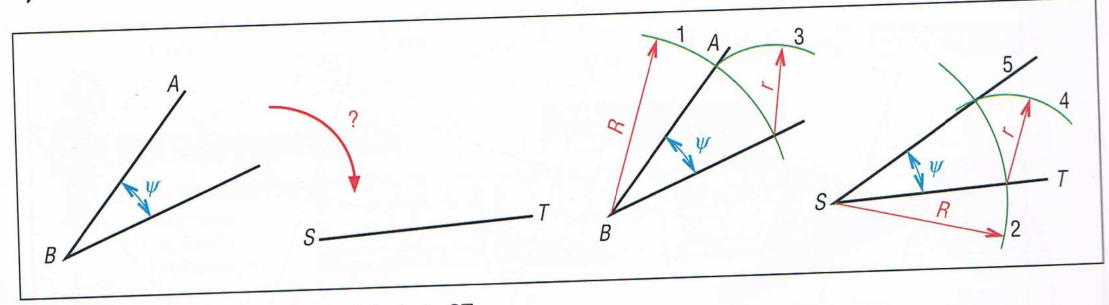
10. Exemples d'angles obtenus par combinaison des équerres à 45° et 60°.

d) Division d'un segment en parties égales



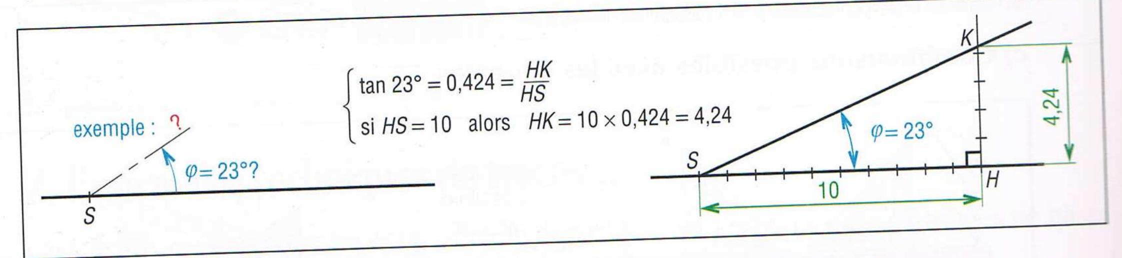
11. Exemples de division d'un segment.

e) Transfert d'un angle



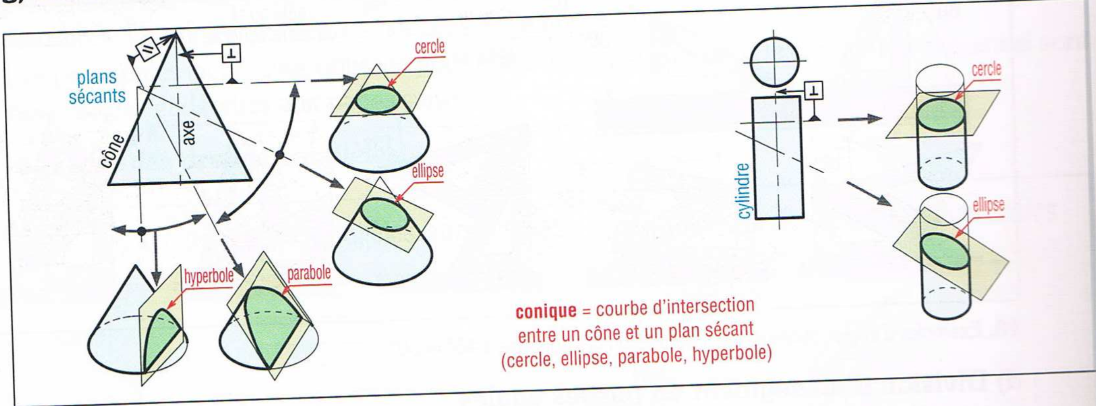
12. Construction de l'angle ψ à partir de la droite ST.

f) Tracé d'un angle quelconque sans rapporteur



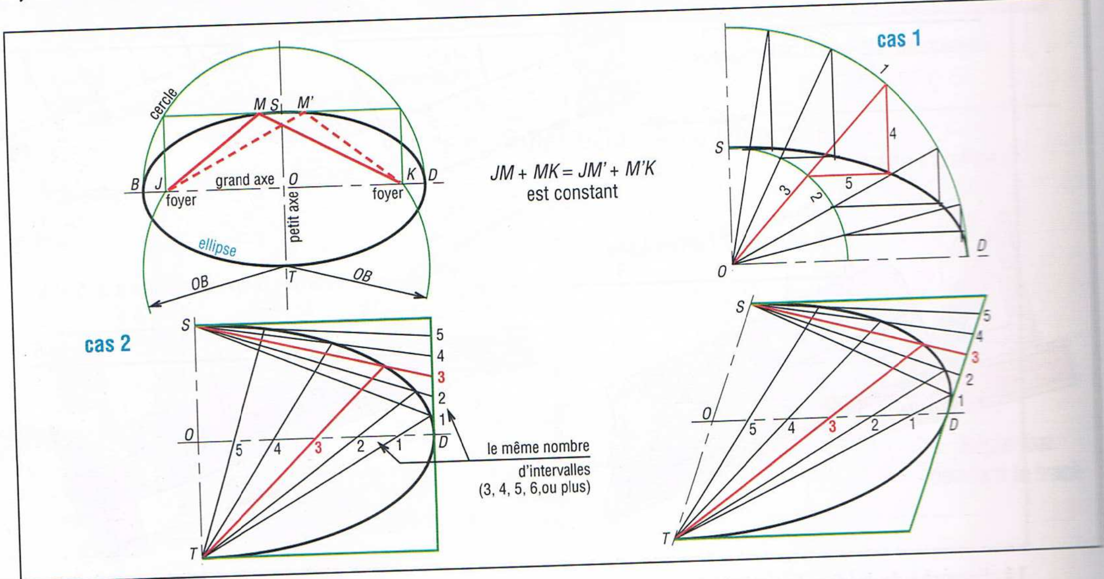
13. Tracé de l'angle $\varphi = 23°$ en utilisant les propriétés de la tangente.

g) Les coniques



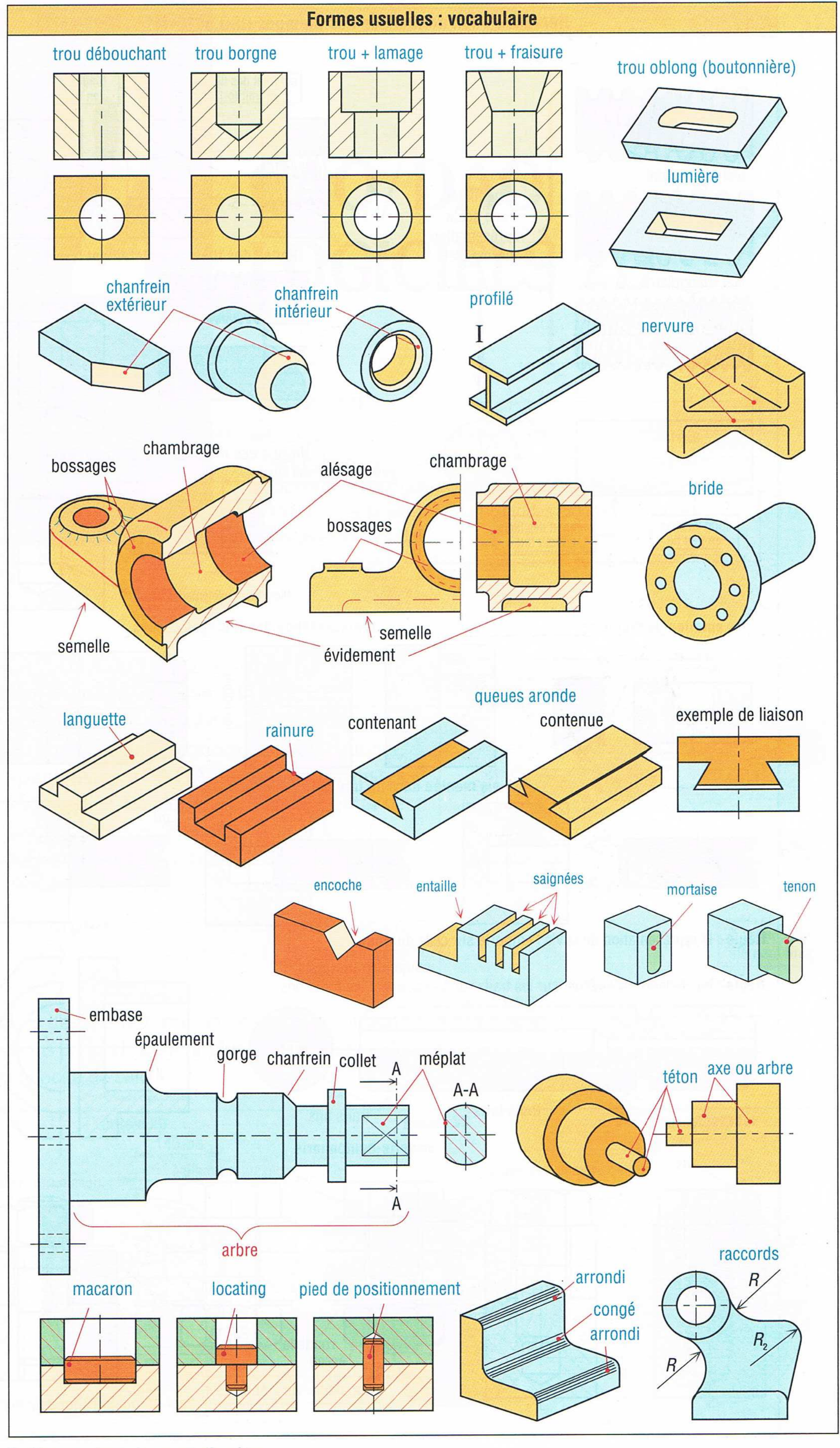
14. Définition des coniques.

h) Tracé d'une ellipse

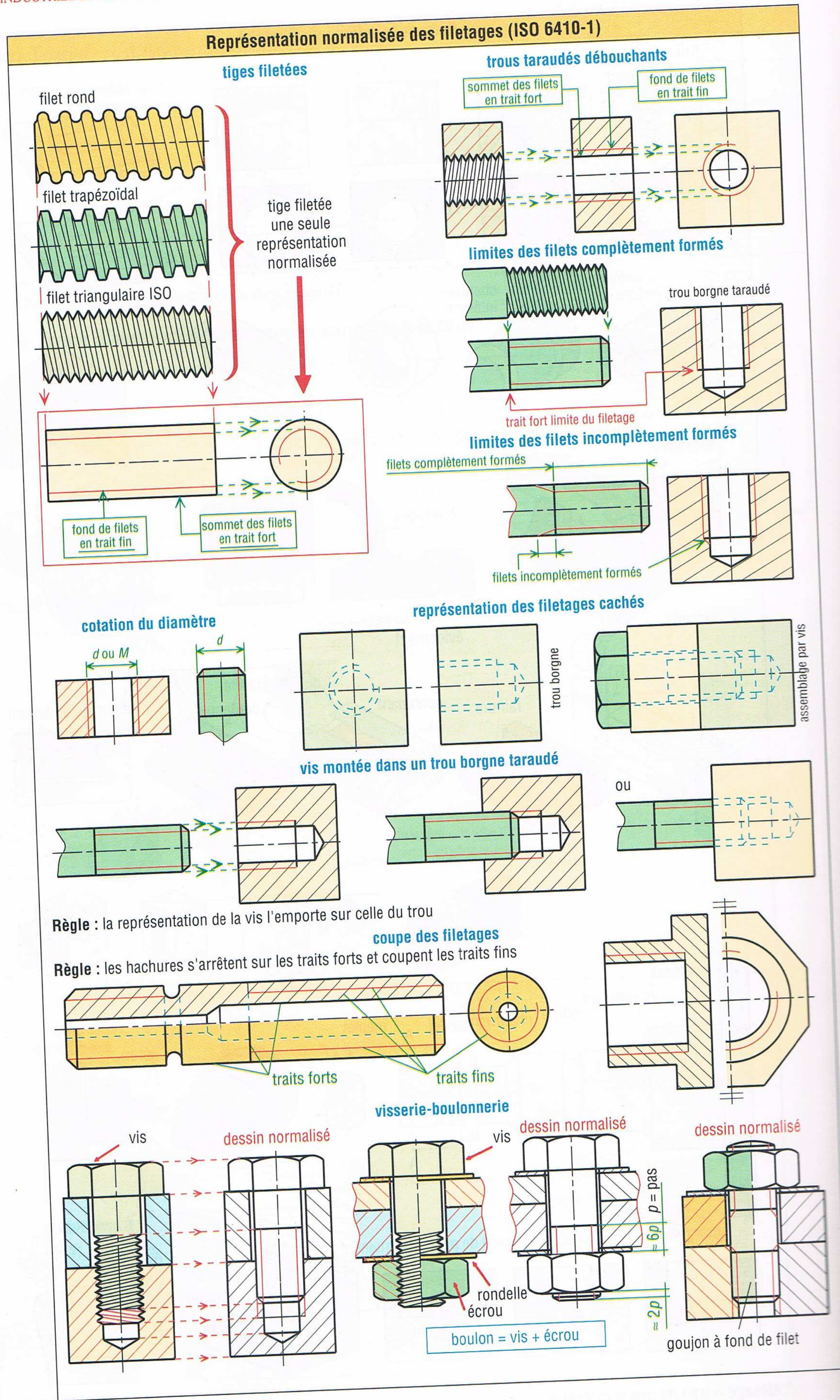


15. Exemples de tracé d'une ellipse.

Formes usuelles : vocabulaire



* alésage = trou de grand diamètre.



Autres représentations p. 197.



CAO/DAO LOGICIELS 2D

Objectifs

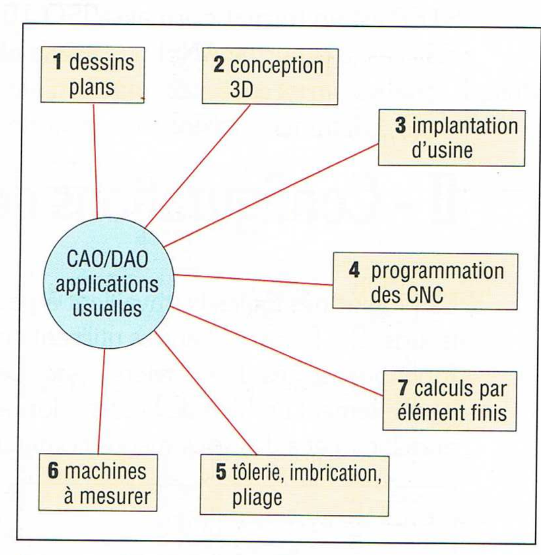
- Indiquer les formats standards utilisés pour l'échange des fichiers informatiques.
- Décrire les configurations générales des logiciels.
- Préciser les familles de commandes et les commandes les plus universelles.

La CAO/DAO est au dessin et à la conception ce que le traitement de texte est à l'écriture. Il existe de nombreux logiciels, simples ou sophistiqués, économiques ou coûteux, spécialistes (CATIA...) ou généralistes (Autocad...). La plupart sont écrits à partir de langages évolués (Pascal, Fortran, Lisp...).

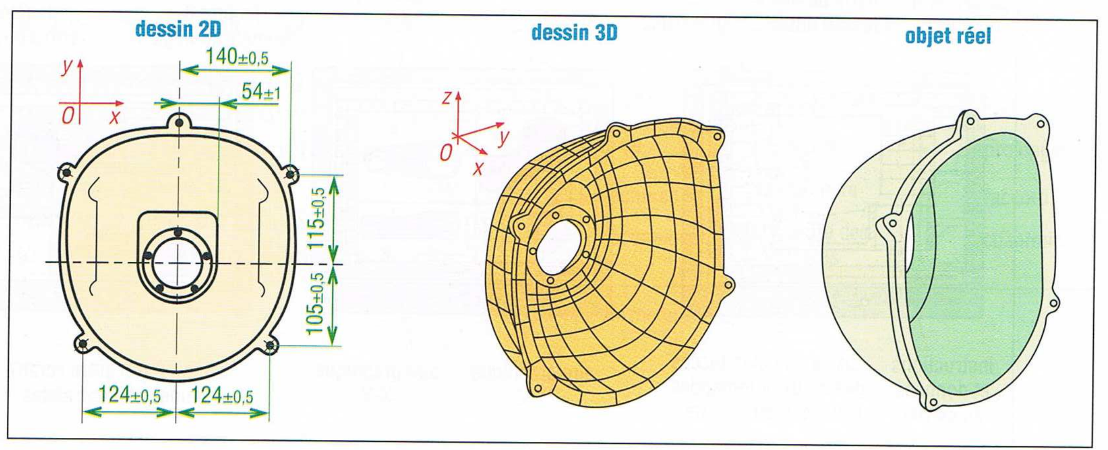
Les dessins 2D sont numérisés en deux dimensions [x, y].

Exemples : dessin industriel classique en plusieurs vues, schémas d'électronique, d'hydraulique.

Les dessins 3D, numérisés en trois dimensions [x, y, z], exigent plus de mémoire et de capacité de calcul.



1. Logiciels CAO/DAO et applications



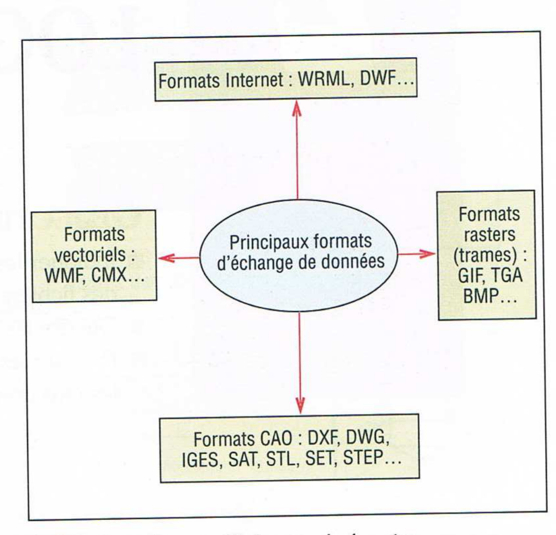
2. Dessins 2D et 3D

Variantes : 3D filaire, 3D surfacique et 3D volumique (voir chapitre 6 : CAO/DAO 3D).
La plupart des commandes décrites dans ce chapitre, bien que communes à de nombreux logiciels, ont pour référence AUTOCAD. Ce logiciel international, parmi les plus utilisés, polyvalent grâce à des modules ou extensions (industrie, architecture, jeux...) se décline en plusieurs versions progressives : Autosketch, Autocad...

I - Formats d'échange des données

L'une des difficultés de la CAO/DAO est l'échange des données entre systèmes. Il existe différents formats d'échange et la plupart des logiciels proposent plusieurs formats possibles pour écrire, exporter, charger ou importer des données.

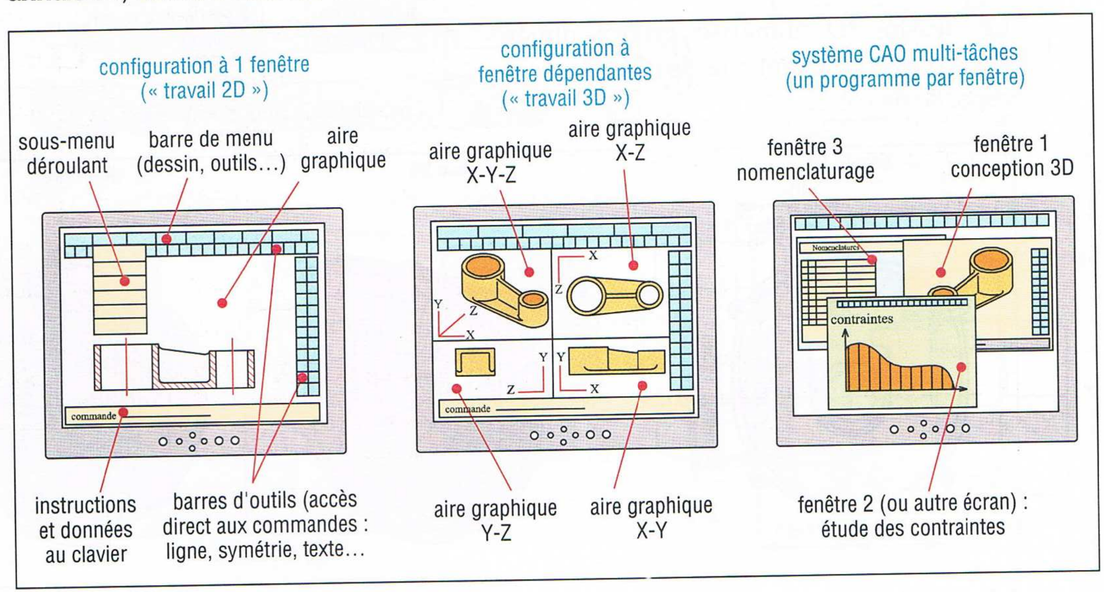
Remarques : les fichiers dessin d'Autocad ont tous « DWG » pour suffixe ; exemple : navette.DWG. Ces fichiers peuvent être convertis aux formats DXF, WMF, SAT... STEP est un format normalisé ISO 10303 ; IGES est à la norme ANSI....



3. Principaux formats d'échanges de données.

II - Configurations des logiciels

La plupart des logiciels travaillent à partir de menus de commandes accessibles par pointage (souris...) à l'écran. D'autres utilisent en complément, une tablette à digitaliser, des boîtiers de fonctions, sortes de « claviers », etc. Le menu principal (fig. 4 et 5), affiché en permanence, généralement en haut de l'écran, donne accès à divers commandes essentielles (copier, coller, annuler...) et à des sous-menus contenant des commandes de base (zoom, aides...).



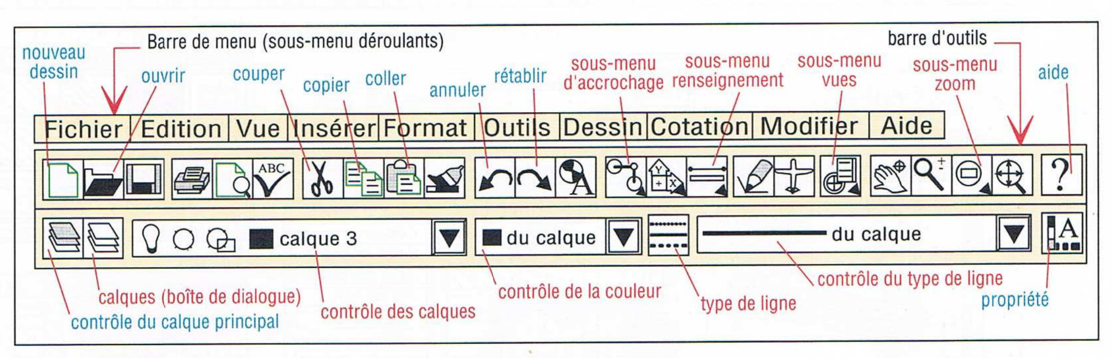
4. Exemple de configuration d'écran.

Un menu complémentaire (fig. 4 et 6), situé à gauche et/ou à droite de l'écran, personnalisable par l'opérateur, rassemble les commandes usuelles et les barres de commande amovibles (cotation…) momentanément utilisées. Une troisième zone, souvent au bas de l'écran, permet de visualiser les commandes particulières et les données numériques introduites au clavier.

Remarque : la présentation, le nombre des menus et sous-menus varient d'un logiciel à l'autre. De même, un même logiciel varie avec le système d'exploitation choisi (Windows…).

1. Forme des menus écran

Les formes utilisées sont celles observées dans les autres logiciels (TT…).



5. Exemple de menu principal.

a) Menu de lignes d'instructions ou barres de cases

Les commandes peuvent être écrites ligne par ligne ou présentées sous forme de barre d'outils amovible ou non, chaque instruction étant symbolisée par un dessin différent (fig. 6).

b) Menu déroulant

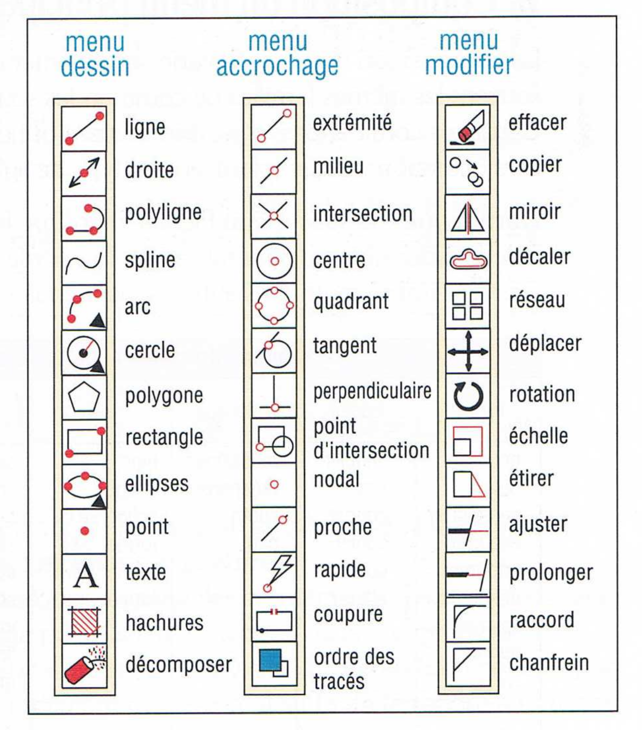
Sous forme de lignes d'instructions, il recouvre la zone graphique dès qu'on l'appelle et disparaît sans laisser de traces, dès qu'un choix est réalisé. Il faut souvent faire apparaître plusieurs menus déroulants en cascade avant d'obtenir une commande désirée.

c) Menu icône (fig. 7 et 8)

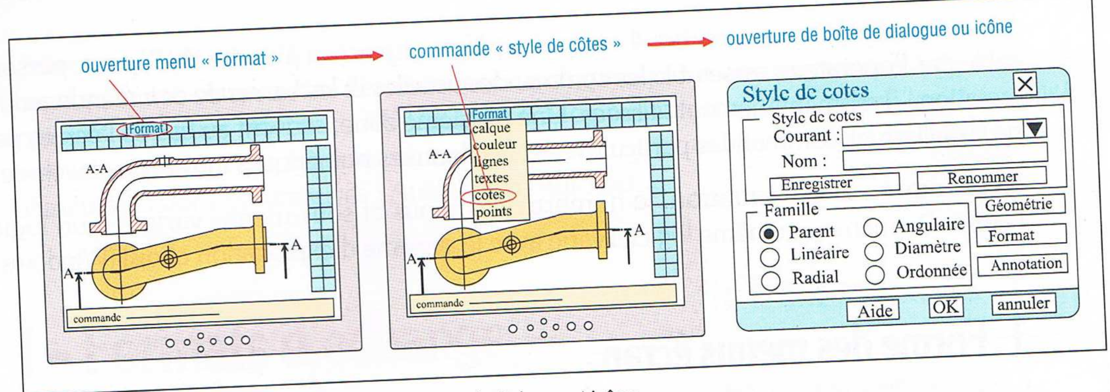
Sorte de tableau visualisant les options possibles (motifs…) d'une même commande (hachure…), la sélection s'obtient par pointage de l'option choisie.

d) Case de dialogue (fig. 7 et 8)

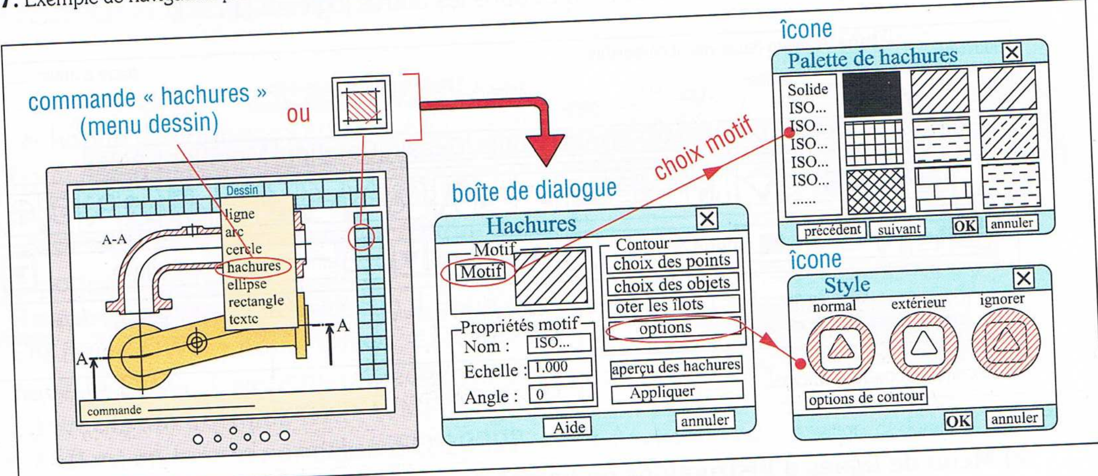
Sorte de tableau dont les cases contiennent les paramètres (couleur, nom…) d'une même commande (calque…), chacun pouvant être modifié par pointage ou réécriture au clavier.



6. Exemple de menu complémentaire.



7. Exemple de navigation par menu déroulant, boîte de dialogue et icône.



8. Principes de travail par boîtes de dialogue et icône.

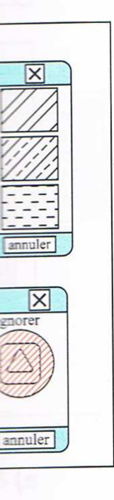
2. Composition du menu principal, sous-menu typiques en 2D

La composition (fig. 5 et 9) varie sensiblement d'un logiciel à l'autre ; cependant on retrouve souvent les mêmes familles de commandes sous des noms parfois différents. Certaines commandes, avec nombreuses options peuvent faire l'objet de sous-menus particuliers : cotation, calque (plan), zoom, type de ligne, de vues…

Remarque : le sous-menu Fichier regroupe les commandes permettant de gérer les fichiers et le fonctionnement général : arrêt, fin, sortie, copies de fichiers, sauvegardes, copies sur traceur, sur imprimante. Les autres sous-menus sont décrits dans les chapitres suivants.

Composition typique de la barre des menus du menu principal							
Fichier	**Édition**	**Affichage**	**Insérer**	**Format**	**Outils**	**Dessin**	**Modifier**
nouveau	annuler	redessiner	bloc	calque	orthographe	ligne	effacer
ouvrir	rétablir	regénérer	image	couleur	renseignements	polyligne	copier
enregistrer	couper	zoom	solide SAT	type ligne	base données	spline	miroir
exporter	copier	pan	format DXB	style texte	accrochages	rectangle	décaler
imprimer	coller		format WMF	style cotes	aides	polygone	réseau
utilitaires	effacer		format	style…	tablette	arc	déplacer
envoyer	…		…	unités	préférences	cercle	rotation
quitter				limites dessin	…	anneau	étirer
…				renommer		ellipse	ajuster
						point	prolonger
						hachures	chanfrein
						texte	raccord
						bloc	décomposer
						cotation	…
						…	

9. Exemple de composition typique (simplifiée) de la barre de menus.

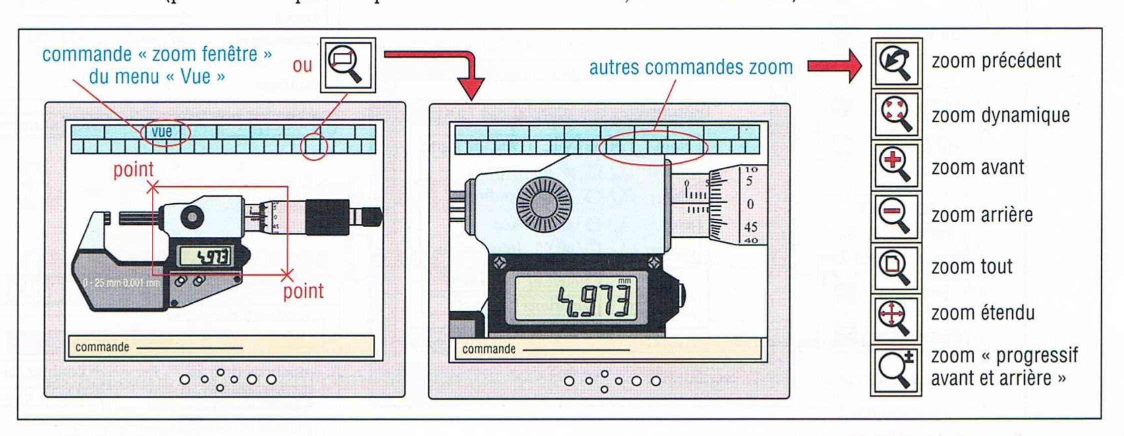


III – Sous-menu Vue et sous-menu Calque

Les commandes du sous-menu « Format » permettent de gérer la forme, le style, la couleur et autres propriétés des calques, lignes, textes, cotes, etc.

1. Commandes d'affichage

Ces commandes sont utilisées pour gérer l'écran et ce que désire observer l'utilisateur. Elles n'ont aucune influence sur les tracés et leur définition en mémoire.
Zoom : permet de choisir (agrandissement, réduction) ou de modifier la partie visible du dessin à l'écran (plusieurs options possibles : zoom total, zoom fenêtre).

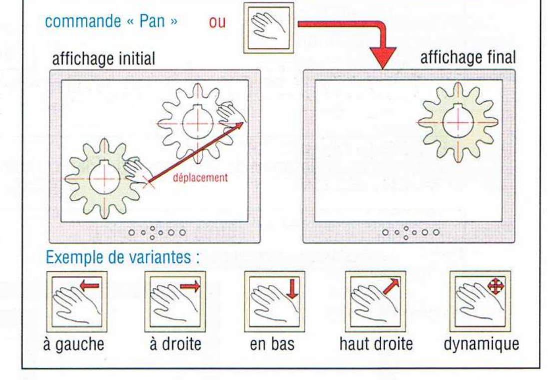


10. Principe de la commande Zoom et variantes.

Pan : déplace la vue à l'écran ou la fenêtre d'affichage sans réduire ni agrandir (analogie à une translation lors d'une prise de vue).

Redessiner : redessine la vue à l'écran en enlevant les points et les traces de travail ; il « met au net ou gomme les esquisses ».

Régénérer : recalcule et redessine l'ensemble de la vue à l'écran, ou la totalité du dessin, à partir des données en mémoire (fichier dessin).



11. Principe de la commande « pan » et variantes.

2. Commande Calque (Plan...)

a) Principe

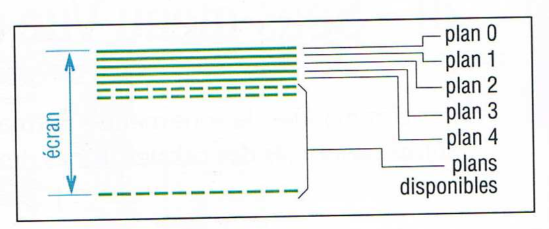
La zone graphique, ou vue à l'écran, peut être assimilée à un empilage de plans comparables à des feuilles de papier calque superposées les unes sur les autres.
Par transparence, les dessins de tous les calques sont visibles en même temps et il est possible d'enlever une ou plusieurs feuilles de la pile pour faciliter la lecture ou la compréhension.
La commande Plan permet le même résultat en rendant invisible à l'écran (« en gelant »), un ou plusieurs plans de la pile. Si un plan redevient nécessaire il suffit de le rendre à nouveau visible. Si un plan est rendu inactif ou gelé, aucune manipulation d'entités n'est réalisable.

b) Définition des plans

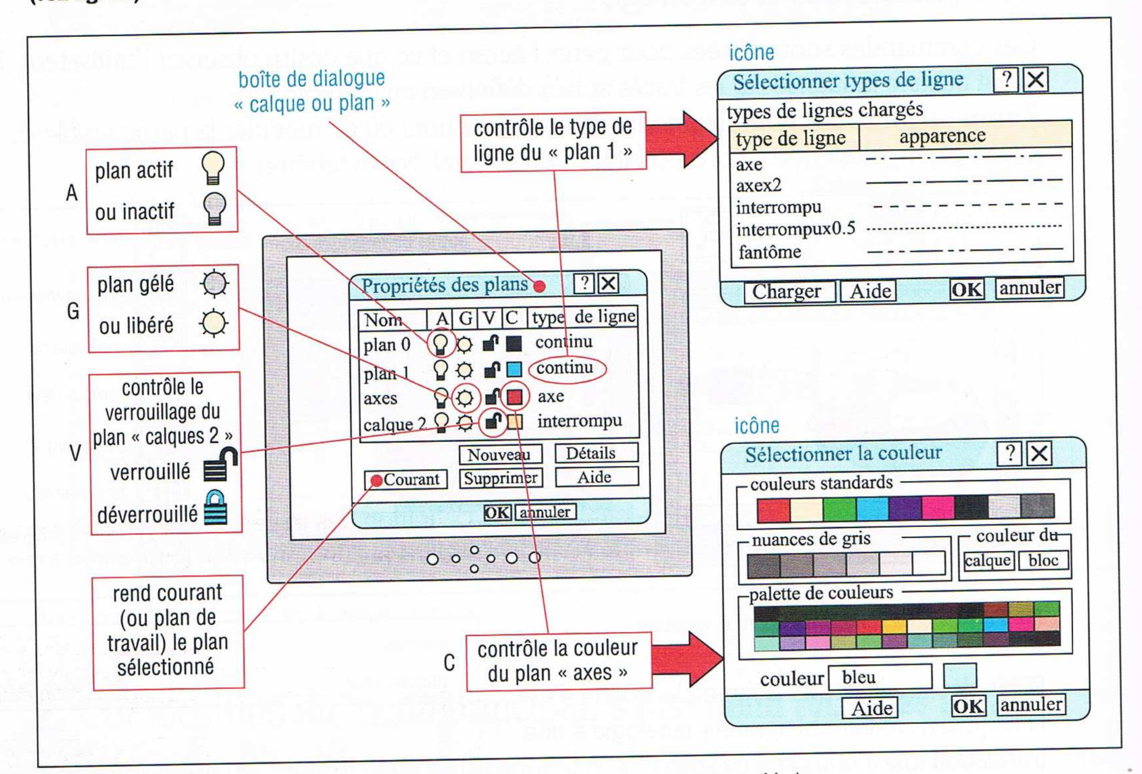
Chaque plan est défini par un nom, une couleur et un type de ligne. Tous les tracés effectués dans un plan sont automatiquement réalisés à partir de la couleur et du type de lignes choisies, sauf indications particulières en cours de tracé ou modifications (modifier).

c) Plan de travail (plan courant...)

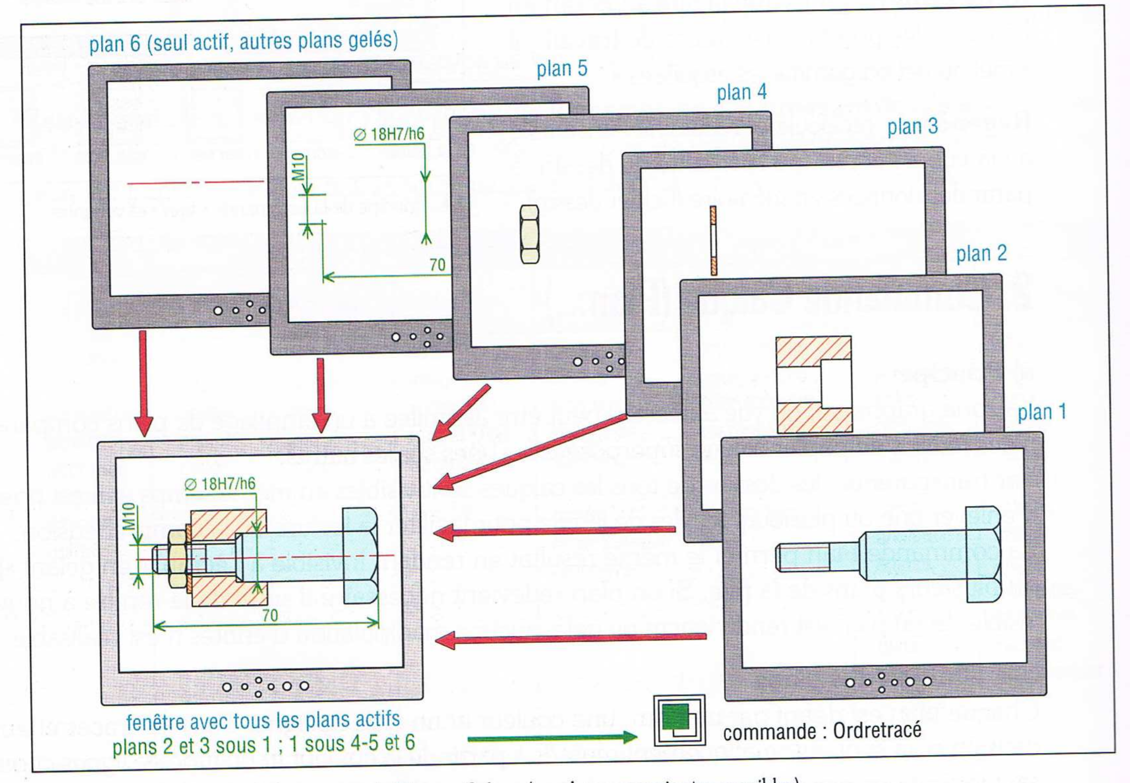
Parmi tous les plans actifs (visibles) existants, le plan de travail est celui choisi par l'utilisateur pour contenir les tracés en cours. À tout instant le plan de travail est unique ; c'est le seul qui peut recevoir les tracés obtenus à partir des commandes du sous-menu Dessin **(voir fig. 15)**.



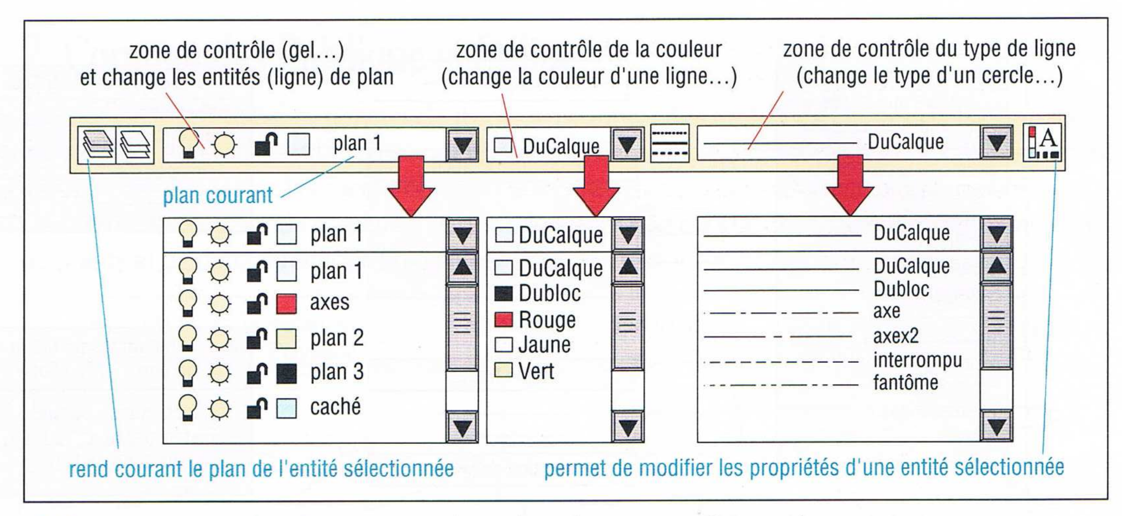
12. Principe de la commande Plan.



13. Exemple d'utilisation de la commande Plan ou calque (nombreuses variantes possibles).



14. Exemple d'utilisation de la commande Plan ou Calque (nombreuses variantes possibles).

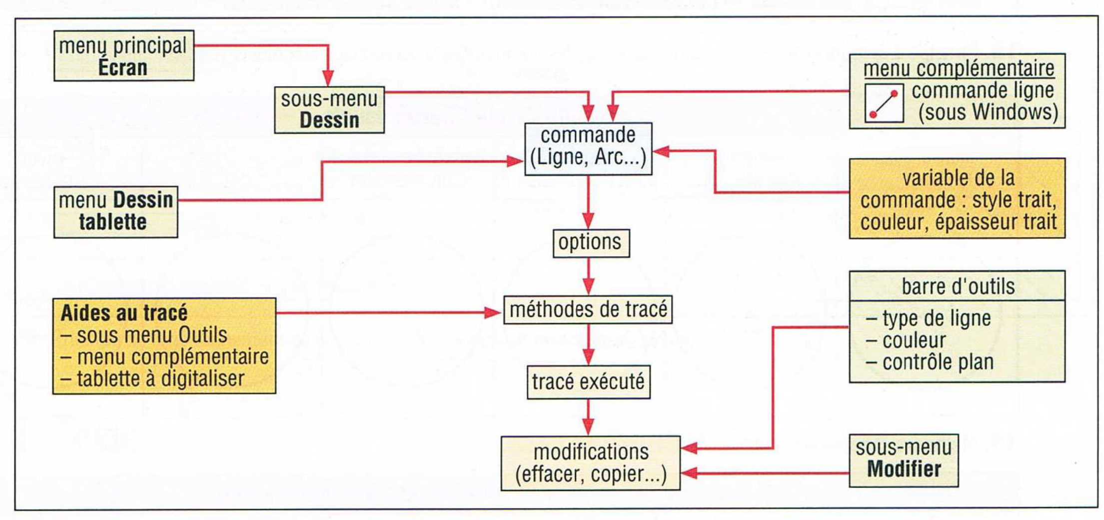


15. Exemples de commandes utilisées pour contrôler les plans et les paramètres d'entités sélectionnées.



IV – Principales commandes du sous-menu Dessin

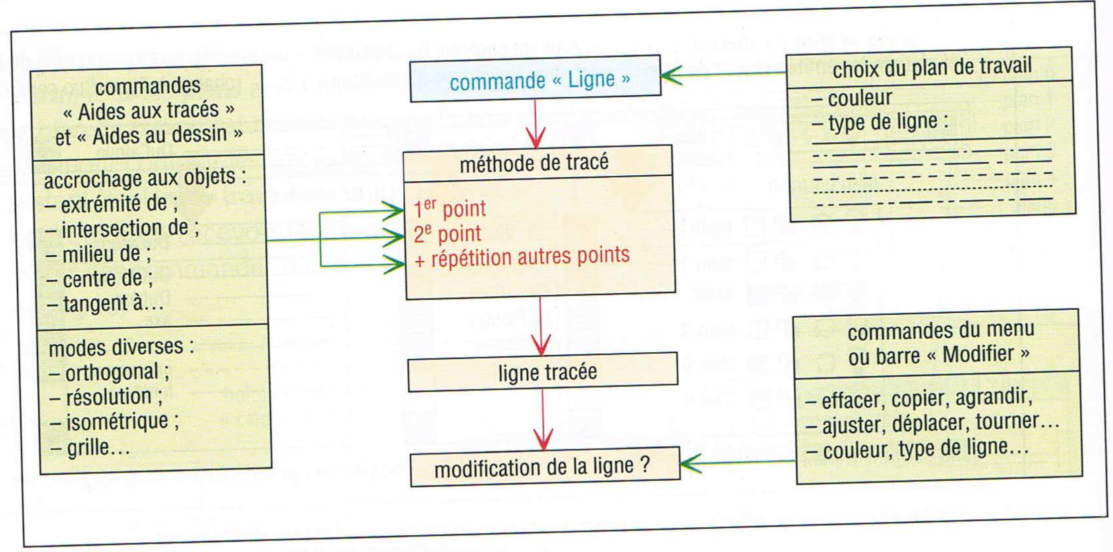
Les commandes de ce menu interviennent sur la définition des tracés et à leur mémorisation ; elles agissent uniquement dans le plan de travail et dans aucun autre plan actif.



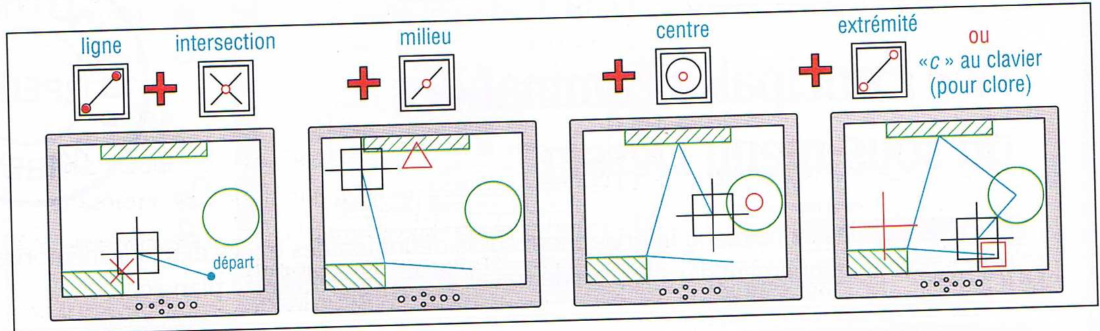
16. Principe de fonctionnement des commandes du sous-menu Dessin.

1. Primitives de base : commandes : lignes, arc, cercle, ellipse, polygone...

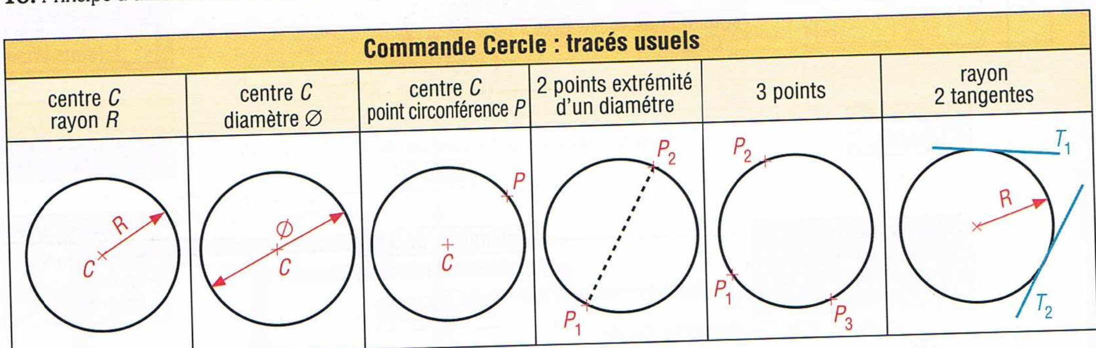
Tous les dessins sont construits à partir d'éléments graphiques de base, ou primitives, comme des lignes, des arcs... Par assemblage de ces primitives toutes les formes sont possibles.
En CAO/DAO, avant qu'une primitive (ligne...) puisse être tracée, plusieurs choix de variables (style de trait, épaisseur, couleur) et plusieurs manipulations, ou méthode de tracé, sont nécessaires.
Les logiciels proposent de nombreuses options : une ligne peut être définie comme horizontale ou verticale... Un cercle peut être obtenu à partir du centre plus un rayon, du centre plus un diamètre... Un arc peut être tracé à partir du centre plus deux points significatifs, du centre plus un point plus un angle...



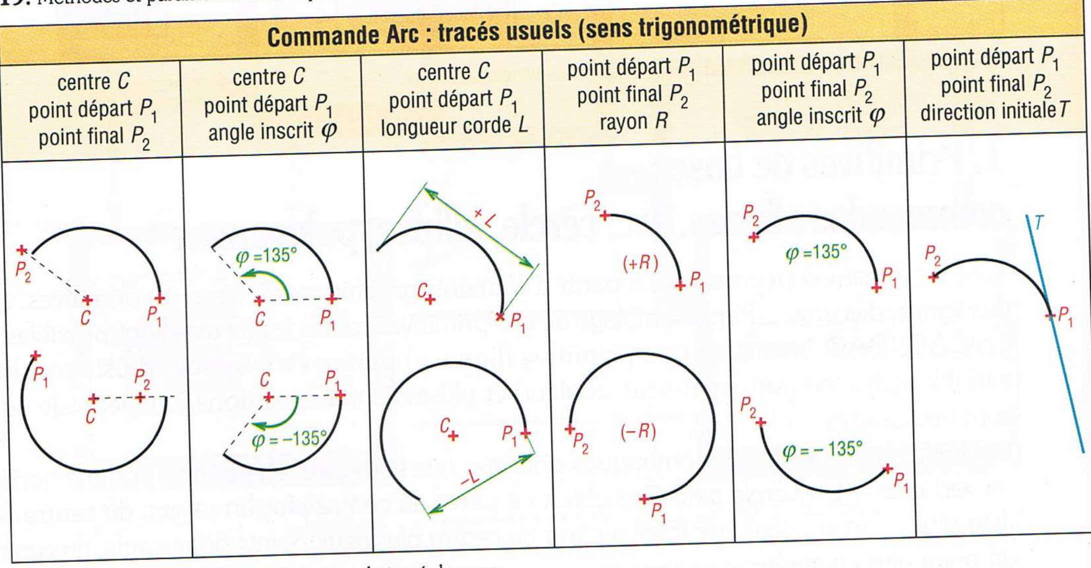
17. Principe de fonctionnement de la commande Ligne.



18. Principe d'utilisation de la commande ligne avec les commandes d'accrochage aux objets.



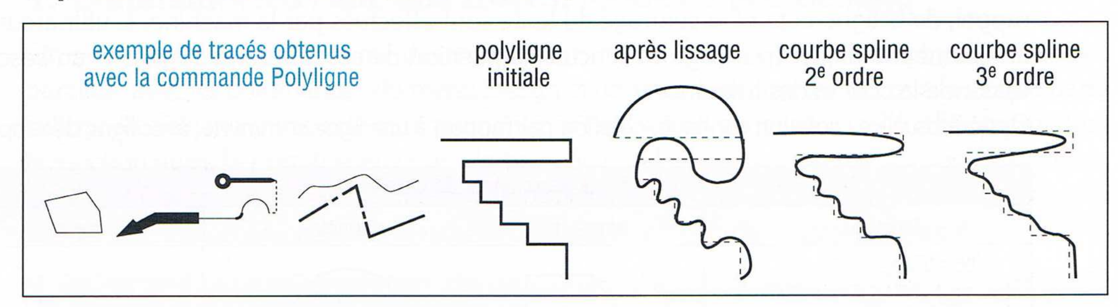
19. Méthodes et paramètres utilisés pour le tracé des cercles.



20. Méthodes et paramètres utilisés pour le tracé des arcs.

2. Commandes Polyligne et Spline

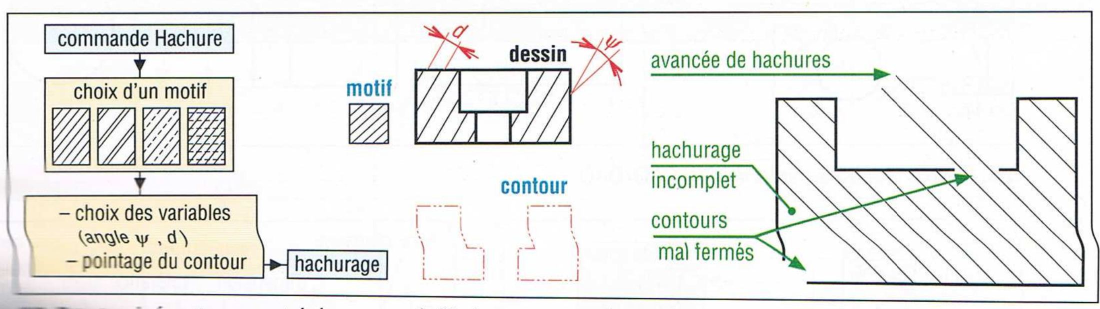
La commande Polyligne permet de tracer en continu des arcs et des lignes. Des épaisseurs différentes et des styles différents sont possibles. L'ensemble ainsi constitué est traité de façon groupée comme un seul et même objet par les autres commandes (effacer…). Options : lissage… De même, la commande « Spline » permet de tracer une courbe complexe à partir d'une série de points et de deux directions (initiale et finale).



21. Commande Polyligne et manipulations possibles.

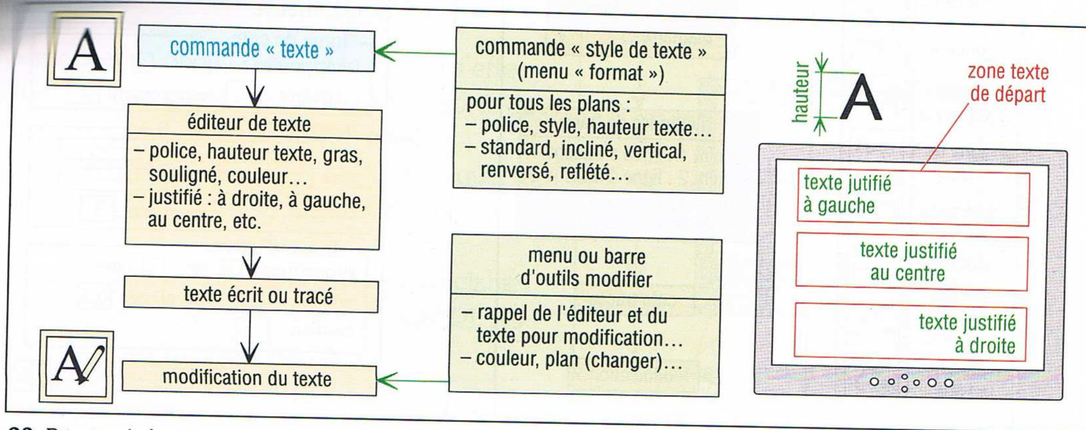
3. Hachures

Les logiciels proposent de nombreux motifs différents, normalisés ou non. La distance entre les hachures, l'angle d'inclinaison et divers paramètres sont à indiquer par l'utilisateur.
Sous peine d'insuccès (hachurage incomplet ou débordant), la surface à hachurer doit avoir un contour parfaitement fermé avec des extrémités de lignes jointives.
Plusieurs hachurages superposés, avec motifs différents et ordre de tracé sont possibles.



Principe de fonctionnement de la commande Hachure et principales erreurs.

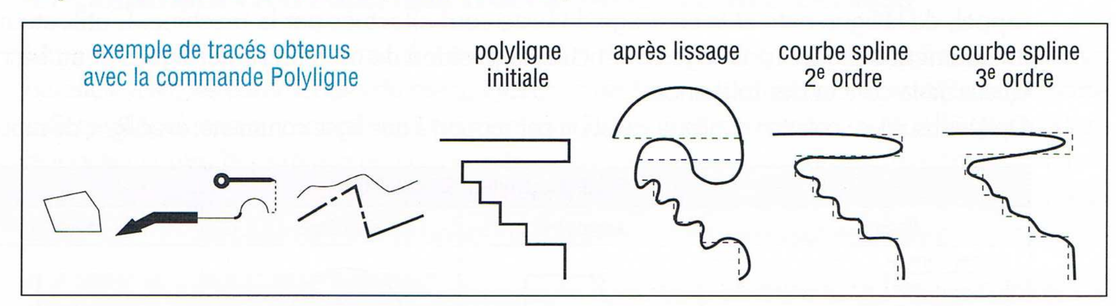
… proposent de nombreux styles de textes différents. Plusieurs hauteurs, largeurs et … être utilisées. Options typiques : vertical, horizontal, justifié à gauche, à droite, … penchée, couleur…



23. Principe de fonctionnement de la commande Texte.

2. Commandes Polyligne et Spline

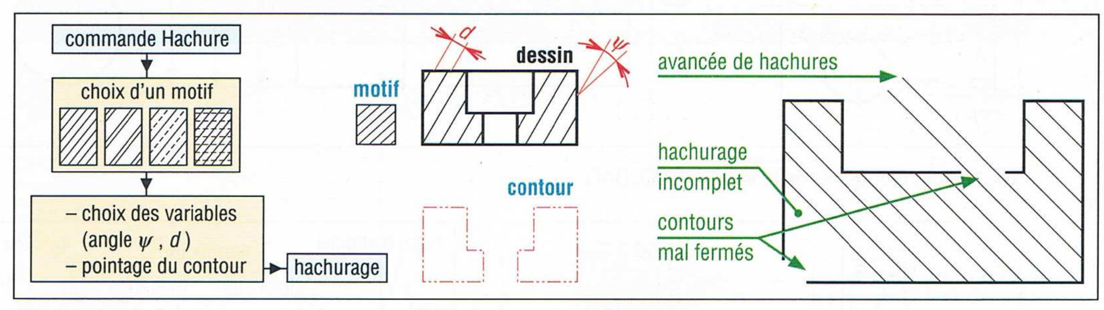
La commande Polyligne permet de tracer en continu des arcs et des lignes. Des épaisseurs différentes et des styles différents sont possibles. L'ensemble ainsi constitué est traité de façon groupée comme un seul et même objet par les autres commandes (effacer…). Options : lissage… De même, la commande « Spline » permet de tracer une courbe complexe à partir d'une série de points et de deux directions (initiale et finale).



21. Commande Polyligne et manipulations possibles.

3. Hachures

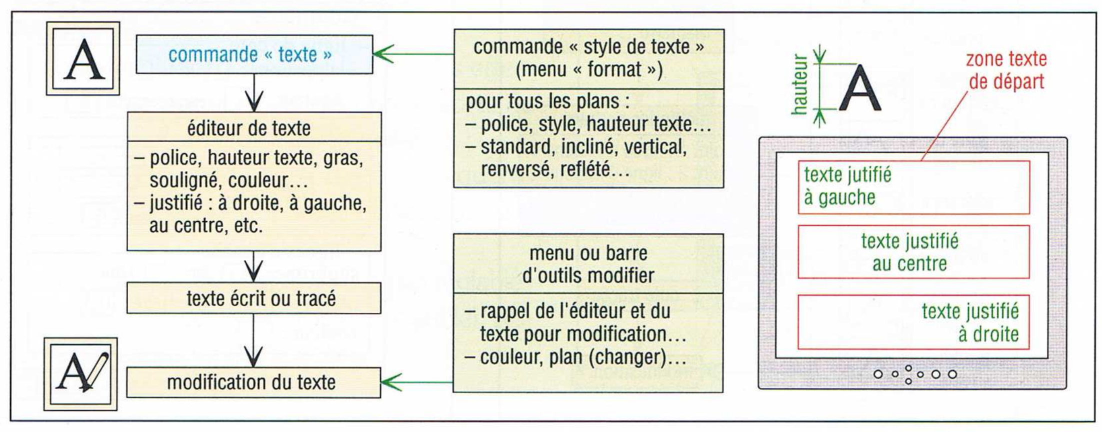
Les logiciels proposent de nombreux motifs différents, normalisés ou non. La distance entre les hachures, l'angle d'inclinaison et divers paramètres sont à indiquer par l'utilisateur.
Sous peine d'insuccès (hachurage incomplet ou débordant), la surface à hachurer doit avoir un contour parfaitement fermé avec des extrémités de lignes jointives.
Plusieurs hachurages superposés, avec motifs différents et ordre de tracé sont possibles.



22. Principe de fonctionnement de la commande Hachure et principales erreurs.

4. Texte

Les logiciels proposent de nombreux styles de textes différents. Plusieurs hauteurs, largeurs et épaisseurs peuvent être utilisées. Options typiques : vertical, horizontal, justifié à gauche, à droite, écriture penchée, couleur…



23. Principe de fonctionnement de la commande Texte.

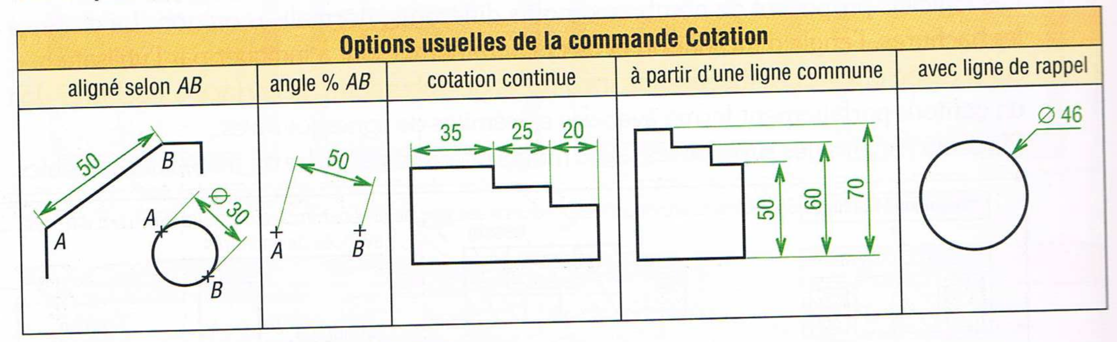
5. Cotation

Elle est indispensable lorsque les dessins sont destinés à être utilisés en fabrication. Elle permet d'ajouter des informations complémentaires, précision, état des surfaces, au dessin de base et doit être établie compte tenu de la normalisation en vigueur. Les logiciels proposent en général les quatre types de cotation usuelle : linéaire (horizontale ou verticale), angulaire, diamètre et rayon. La cotation est semi-automatique dans la mesure où le tracé des lignes de rappel, de la ligne-cote et le centrage du texte sont effectués par la machine. L'utilisateur doit uniquement indiquer (pointage au réticule) la position de ces différentes lignes et au besoin la valeur de la cote et des tolérances.

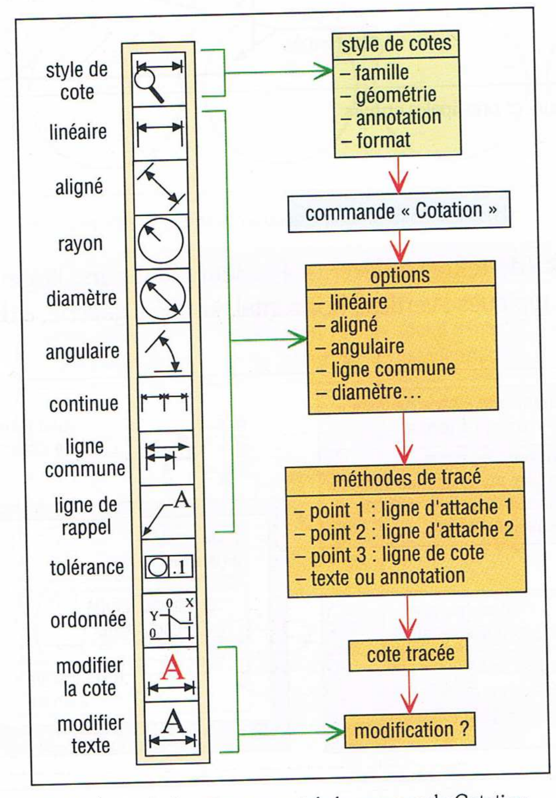
Options usuelles : cotation continue, cotation par rapport à une ligne commune, avec ligne de rappel...

Principaux types de cotation			
linéaire	angulaire	diamètre	rayon
horizontale 50, verticale 40	54°	∅ 45	R 25

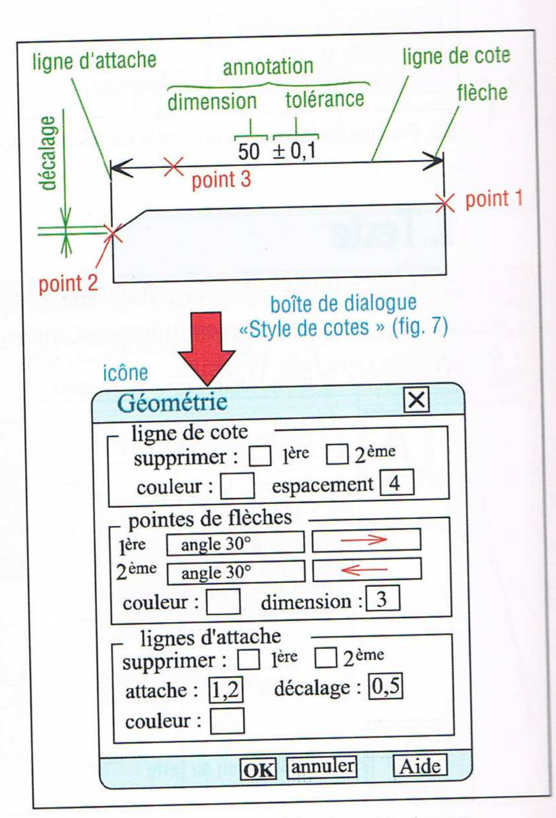
24. Les quatre types de cotation proposées en CAO/DAO.



25. Options proposées par les logiciels CAO/DAO.



26. Principe de fonctionnement de la commande Cotation.



27. Exemple d'icône associé à la géomatrie des cotes.

V – Principales commandes du sous-menu Aides au dessin ou Outils

1. Commandes d'Aide aux tracés, Modes d'accrochage

On peut les considérer comme des instruments ou des outils complémentaires à utiliser en parallèle avec les commandes du menu Dessin et destinés à faciliter les tracés délicats ou particuliers. Appelées à n'importe quel moment par l'utilisateur pendant le tracé, elles permettent la jonction entre la primitive en cours de tracé avec celles déjà existantes : extrémité de ligne, milieu d'un segment… Dans ce mode de travail le réticule agit comme un aimant et permet la liaison ou l'accrochage aux autres tracés. Voir barre de menu Accrochage figure 6.

	extrémité de	milieu de	perpendiculaire à	intersection de
état initial	B, A, C	B, A, C	B, A, C	B, A, D, C
état final	B, A, C	B, A, C	B, A, C	B, A, D, C
	plus proche	**tangent à**	**centre de**	**quadrant à**
état initial	B, A, D, E, C	A	C, A	A
état final	B, D, A, E, C	A	A, C	A

28. Principes des commandes d'accrochage aux objets.

2. Commandes d'aide au dessin

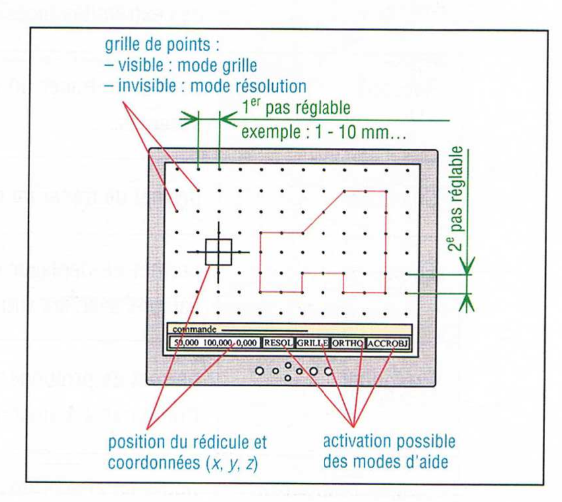
Elles simplifient le positionnement des points et certains tracés particuliers fréquents.

Exemples :

– mode résolution : il oblige le tracé à s'effectuer sur une trame de points précis, sorte de grille de points invisible à pas réglables ;

– mode orthogonal : sorte de té et d'équerre ne traçant que des verticales et des horizontales.

– outils divers : grille de points à pas réglables en *x* et *y* (sorte de trame visible et réglable), systèmes de coordonnées spéciaux…

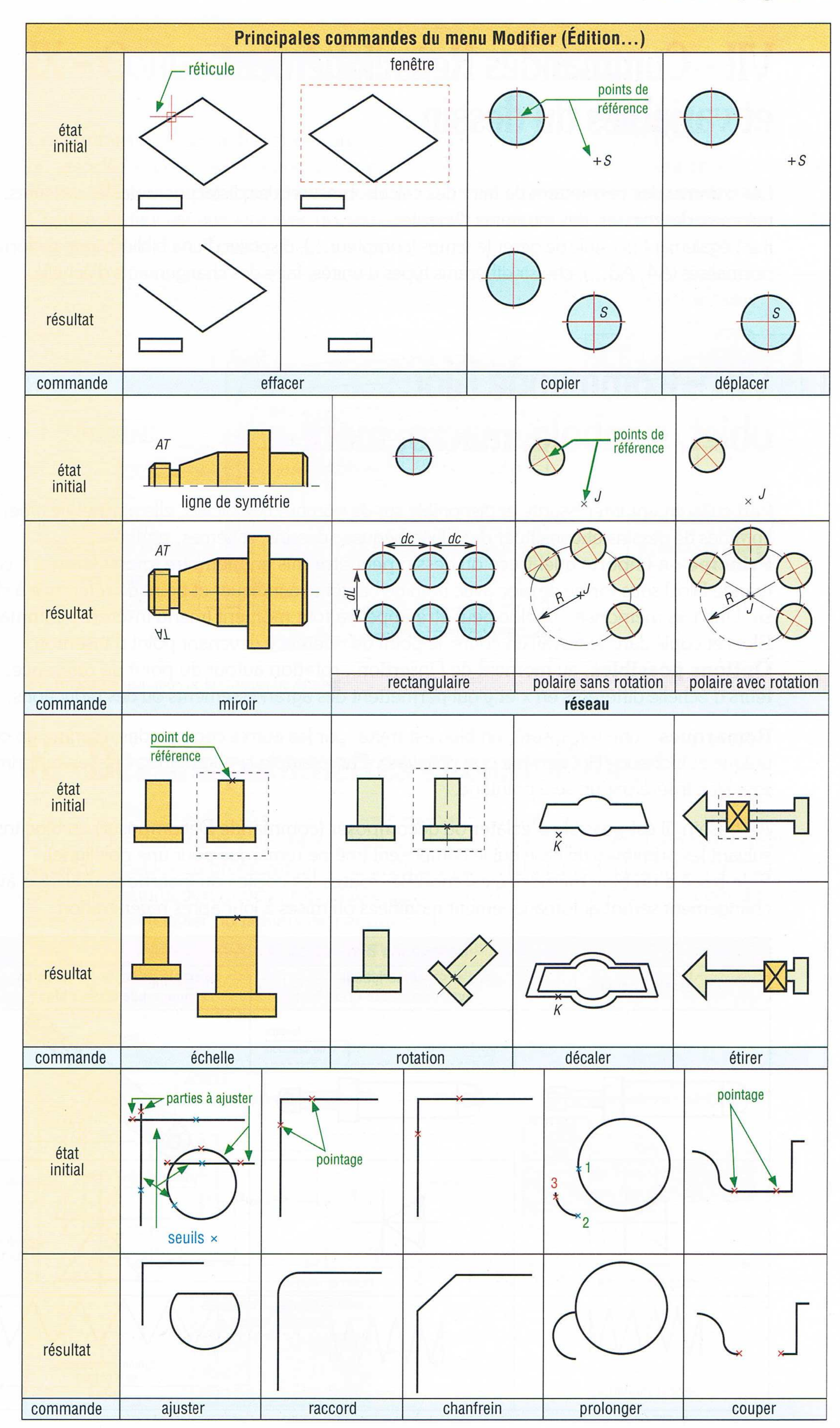


29. Exemples de commandes d'aide au dessin.

VI - Principales commandes du sous-menu Modifier

Les commandes de ce menu permettent de modifier, transformer, compléter ou copier des tracés déjà existants. Elles agissent en même temps dans tous les plans actifs et pas uniquement dans le plan de travail. Voir barre d'outils « Modifier » figure 6.

Description des principales commandes du sous-menu Modifier ou Édition	
Effacer	permet de supprimer une seule primitive de base, «au réticule», ou plusieurs primitives en même temps «par fenêtre de sélection».
Annuler (U ...)	permet d'effacer le dernier tracé effectué. La répétition de la commande permet de remonter dans le dessin en effaçant les tracés immédiatement précédents les uns après les autres, en ordre inverse.
Copier	permet de faire une copie d'un élément ou objet choisi du dessin sans effacer l'original avec choix d'un point de base et d'arrivée.
Déplacer	permet de translater, sans le tourner, un élément ou un objet ; semblable à copier, mais efface l'original.
Miroir	permet de copier un dessin, ou une partie, symétriquement à un axe à préciser.
Réseau	permet de faire des copies multiples d'un même élément sous forme rectangulaire ou sous forme polaire, avec ou sans rotation.
Échelle	permet d'agrandir ou de diminuer un original ; modifie la taille sans changer les proportions.
Rotation (tourner...)	permet de tourner (angle à préciser) une figure choisie autour d'un point de référence à indiquer.
Décaler	permet de créer une figure , plus petite ou plus grande , parallèlement à un original.
Ajuster	semblable à couper ; s'utilise en fin de tracé pour supprimer des fins de lignes et des extrémités indésirables ; garantit des extrémités jointives.
Raccord	permet de tracer un rayon de raccordement (rayon à préciser) entre deux lignes sécantes.
Chanfrein	permet de tracer un chanfrein (cotes à préciser) entre deux lignes sécantes.
Étirer	permet de déplacer une partie d'un dessin tout en maintenant des liens ou des liaisons avec les autres parties.
Prolonger	permet de prolonger une ligne ou un arc jusqu'à une autre ligne (arc, cercle ...). Comparable à ajuster.
Couper (coupure)	permet d'effacer une partie ou un tronçon d'une ligne, d'un arc, d'un cercle ...



30. Fonctionnement des commandes du menu Modifier.

VII - Commandes Renseignement et variables du dessin

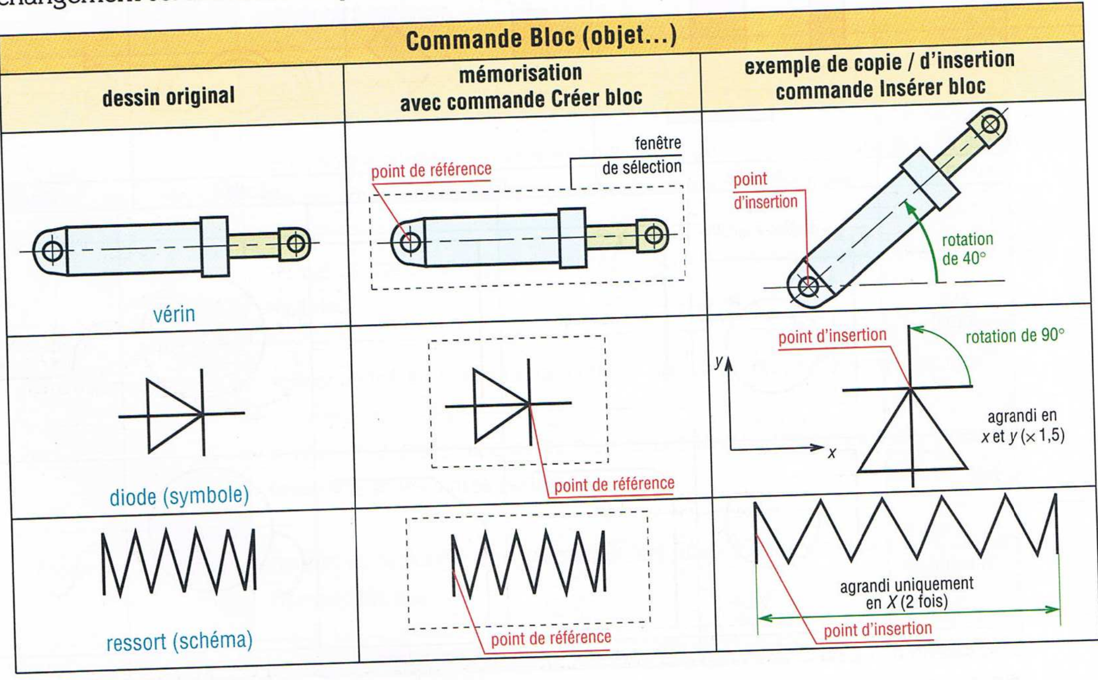
Les commandes permettent de faire des calculs, mesurer des distances, calculer des aires, des volumes, des masses, des moments d'inertie…
Il est également possible de gérer le temps (compteur…), disposer d'une bibliothèque de formats normalisés (A4, A3…), choisir différents types d'unités, faire des changements d'échelle…

VIII - Commande Bloc : objet, symbole, macro, motif

Particulièrement intéressante et disponible sur de nombreux logiciels, elle permet de créer des librairies de dessins et constituer des bibliothèques : dessins, schémas, symboles…
Principe : n'importe quel tracé ou dessin peut être mis en mémoire (menu Dessin… commande Bloc) sous forme de bloc avec nom de baptême à indiquer et point de référence à choisir. Une fois mémorisé, un bloc peut être appelé à tout moment (menu Insérer… commande Bloc) et copié dans le travail en cours, le point de référence devenant point d'insertion.
Options possibles, au moment de l'insertion : rotation autour du point de référence, facteurs d'échelle différents en *x* et *y* qui permettent des agrandissements ou des réductions…

Remarques : une fois inséré, un bloc est traité, par les autres commandes, comme un objet unique et indissociable, comme une polyligne. Par exemple la commande Effacer supprimera tout bloc inséré par un seul pointage.

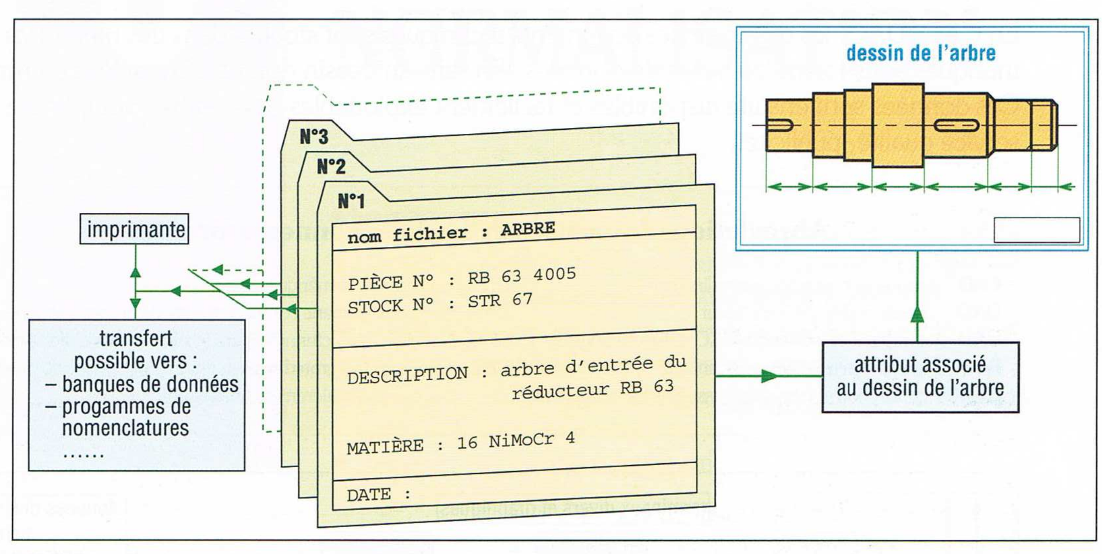
Au besoin, il est possible d'éclater ou décomposer (commande Décomposer) un bloc inséré suivant les primitives de base qui le composent (même remarque pour une polyligne).
Si le tracé d'un bloc mémorisé est modifié, toutes les copies ou insertions réalisées avant changement seront automatiquement modifiées ou mises à jour après régénération.



31. Principe d'utilisation de la commande Bloc (objet…).

IX - Commande Attribut

Les attributs sont des fichiers spéciaux contenant une information texte (prix, matière…) liée ou associée à un dessin ou à une de ses parties (bloc) ; cette information peut ensuite être aisément utilisée, manipulée par d'autres logiciels : nomenclatures, devis, banques de données. Chaque attribut est étiqueté avec un nom de référence ou nom de fichier qui est souvent celui du composant ou de l'objet.

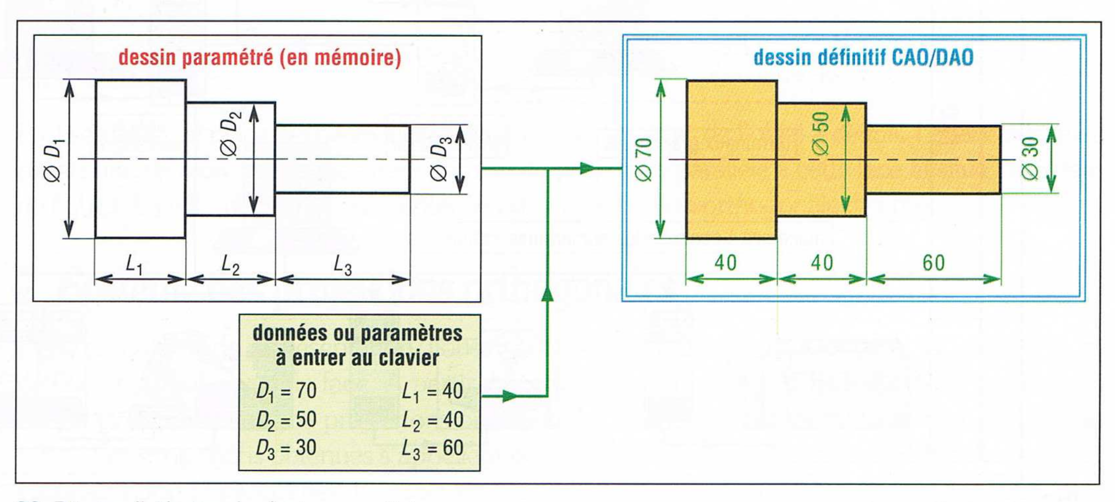


32. Principe d'utilisation de la commande Attribut.

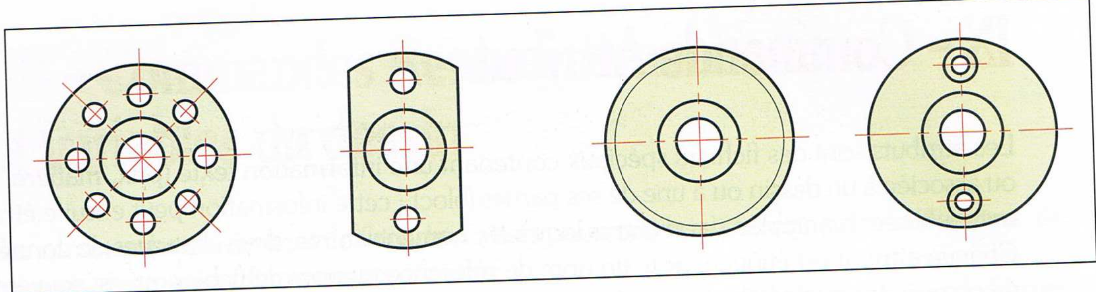
X - Dessins paramétrés et compléments

On peut les comparer à des blocs dont les dimensions (diamètres, longueurs, textes…) seraient variables ou programmables et à choisir par l'utilisateur. Réalisés à partir d'un langage de programmation (pascal, lisp…) ils exécutent les tracés « sur mesure » à partir des indications fournies (clavier ou fichiers de paramètres).
Ils sont intéressants lorsqu'il est nécessaire d'exécuter des dessins de familles de pièces (objets dont la forme générale est la même mais dont les dimensions sont différentes).

Exemples : bibliothèques de composants normalisés (roulements, vis, écrou, composants électroniques).



33. Principe d'utilisation des dessins paramétrés.



34. Exemple de familles de pièces obenues avec le même dessin paramétré.

En CAO/DAO, les dessins et les documents techniques sont stockés dans des mémoires informatiques sous forme de bases de données. En fait, un dessin doit être considéré comme tel. Ces données sont ensuite disponibles et facilement exploitables par d'autres disciplines : FAO, service qualité, publicité…

Abréviations françaises et anglo-saxonnes courantes

CAO : conception assistée par ordinateur
DAO : dessin assisté par ordinateur
CAD : computer aided design (CAO/DAO en anglais)
FAO : fabrication assistée par ordinateur
CFAO : conception et fabrication assistées par ordinateur
CN : commande numérique
CNC : computer numeric control (commande numérique en anglais)
FMS : flexible manufacturing system (chaîne de fabrication flexible)
CIM : computer integrated manufacturing (processus de production des produits entièrement automatisé)

terminaux divers et graphiques
données diverses
fichiers
bibliothèques
…
CPU
unité centrale
mémoire
CAO/DAO
CFAO
FAO
traceurs
plans
dessins
notices
…
imprimantes
données externes
dessins de définition
…
terminaux graphiques
unité de programmation
unité de surveillance
machines à commandes numériques, robots…

35. Configuration générale d'un système de production automatisé.

3 PROJECTIONS ORTHOGONALES NORMALISATION

OBJECTIFS

- Définir le principe de la représentation par projections orthogonales et la propriété de correspondance des vues. Normalisation.
- Donner des recommandations et suggestions pour choisir les vues.
- Cas des vues particulières (partielles, interrompues, auxiliaires…).
- Indiquer les interprétations de lecture et le principe de construction d'une vue à partir d'autres connues.
- Proposer des exercices d'entraînement.

Une photographie ou un dessin artistique peuvent montrer un objet sous une forme plus ou moins avantageuse mais ne peuvent prétendre le décrire complètement en ce qui concerne les formes et les dimensions.
Industriellement, une description précise et claire des formes et des dimensions d'un objet est nécessaire pour que la fabrication puisse être réalisée exactement comme le concepteur l'a prévue. À cette fin on utilise un certain nombre de vues de l'objet, toutes en correspondance les unes avec les autres et choisies pour leur aptitude à le définir.
La représentation orthographique obtenue par le système des projections orthogonales est universellement utilisée.

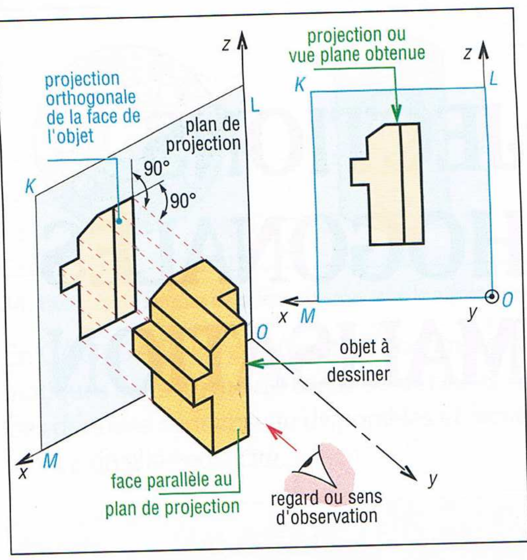
I - Projections orthogonales

1. Principe

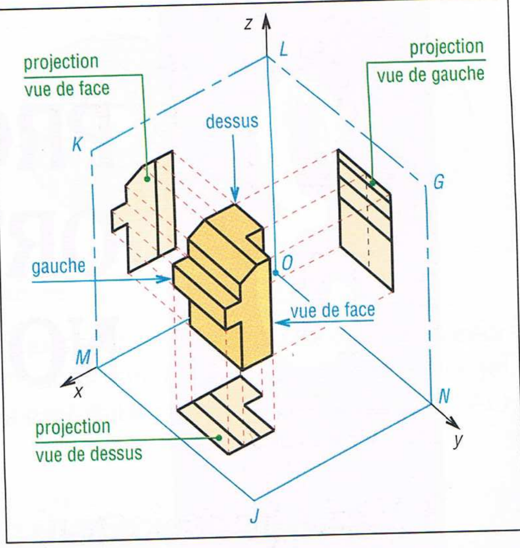
L'observateur se place perpendiculairement à l'une des faces de l'objet à définir. La face observée est ensuite projetée et dessinée dans un plan de projection parallèle à cette face et situé en arrière de l'objet. La vue, plane, dessinée obtenue est une projection orthogonale de l'objet.

2. Système des projections orthogonales

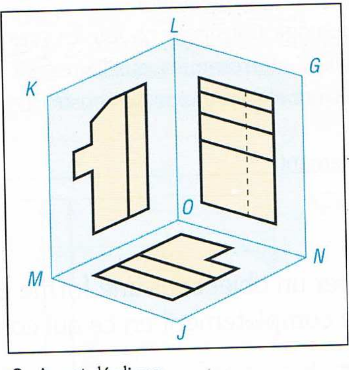
Dans ce système de représentation, l'observateur se place perpendiculairement à l'une des faces de l'objet, appelée vue de face. À partir de cette vue, sorte de vue principale, il est possible de définir cinq autres vues ou projections orthogonales (analogie avec les six faces d'un dé ou d'un cube). Les projections obtenues s'appellent les vues de droite, gauche, dessus, dessous et arrière. La description la plus générale utilise six plans de projections. Le plus souvent trois vues, parfois moins, suffiront pour définir la plupart des objets.



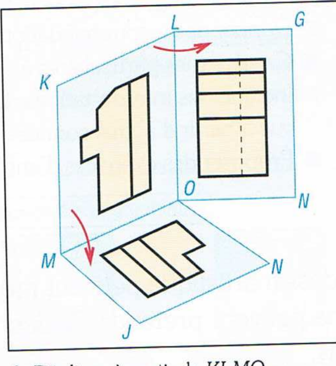
1. Principe de la projection orthogonale



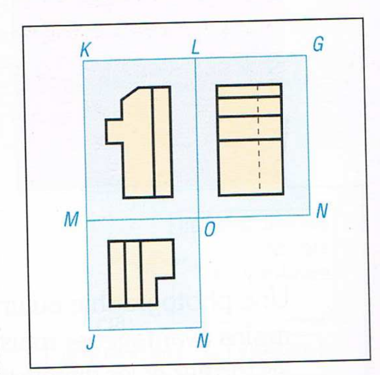
2. Projections orthogonales dans trois plans perpendiculaires entre eux.



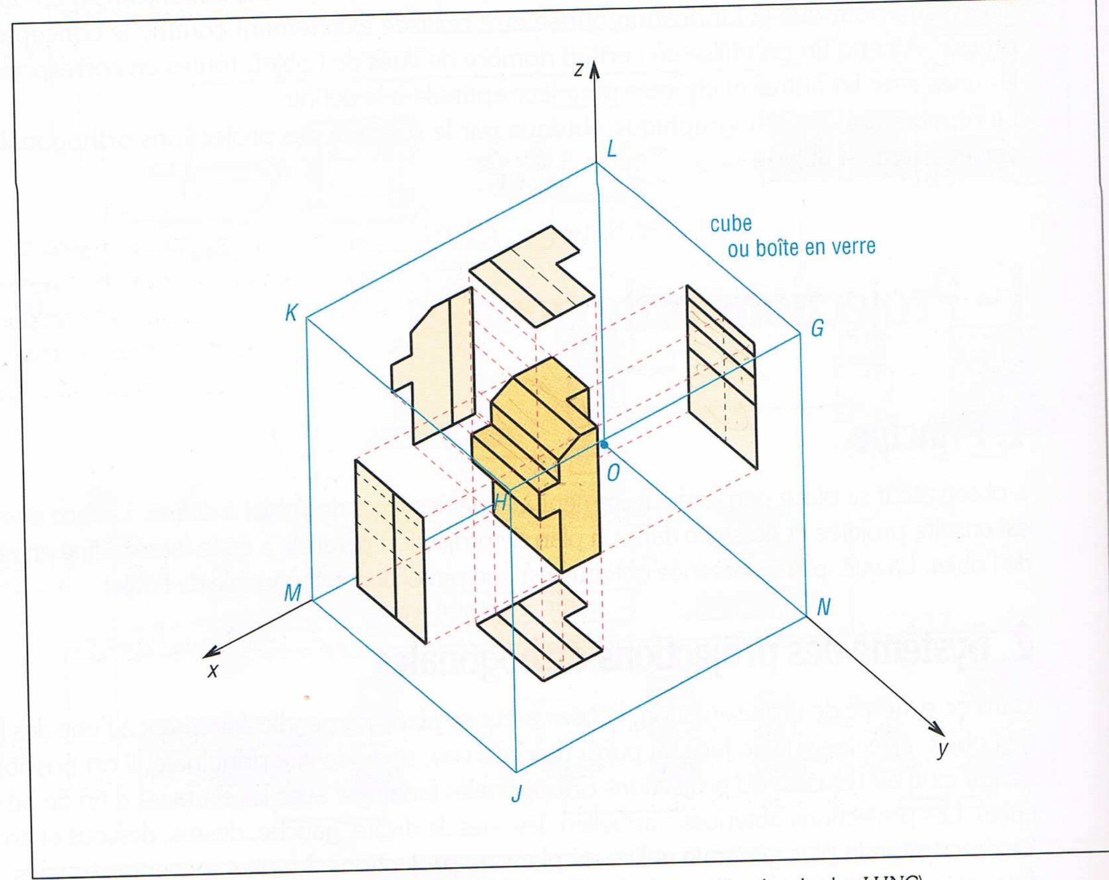
3. Avant dépliage.



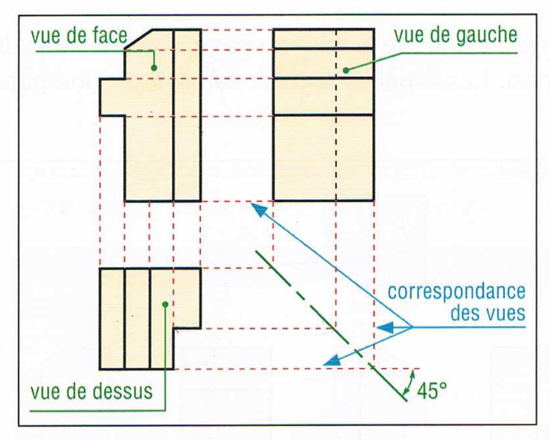
4. Dépliage à partir de *KLMO*.



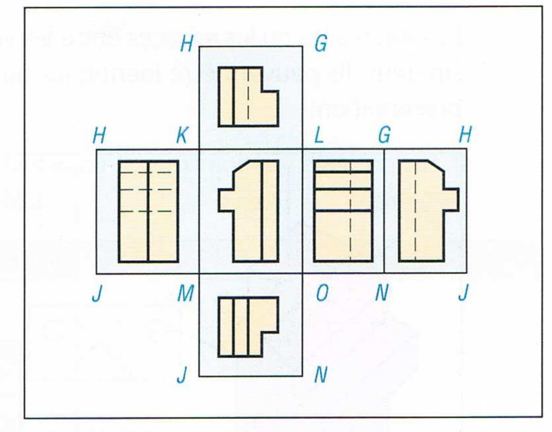
5. Position après dépliage.



6. Projections orthogonales dans les six plans de projection possibles (sauf vue arrière dans le plan *HJNG*).



7. Correspondance entre les vues après dépliage.



8. Dépliage usuel à partir du côté *KLMO*.

3. Règles (normalisation)

Les parties vues de l'objet (arêtes, surfaces) sont dessinées en trait fort. Les parties cachées (arêtes, surfaces, formes intérieures...) sont tracées en traits interrompus.
En cas de chevauchement, ou de superposition, l'ordre de priorité pour le tracé définitif des lignes ou traits est :
1. ligne continue ou trait fort ;
2. ligne discontinue ou trait interrompu court ;
3. ligne mixte ou trait mixte fin (axe...).

Exemple : si le tracé d'un trait fort superpose celui d'un trait interrompu court, c'est le tracé du trait fort qui l'emporte en définitif.

Remarques :
– Lorsqu'elles ne sont pas nécessaires à la définition, il est fréquent que les parties cachées (traits interrompus) ne soient pas dessinées. Ceci permet d'alléger les tracés et facilite la lecture.
– N'importe laquelle des six projections peut être choisie comme vue de face, le choix appartenant au dessinateur. Ce choix doit être aussi judicieux que possible.

4. Gaspard Monge (1746 - 1818)

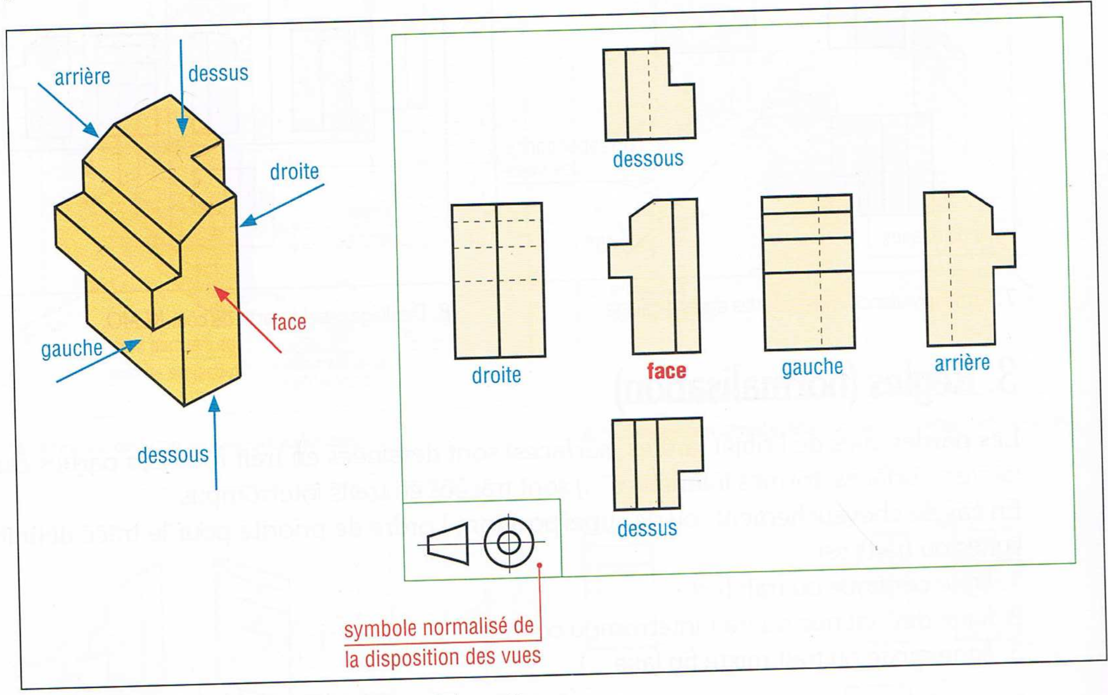
Né à Beaune près de Dijon, il peut être considéré comme le père fondateur du dessin industriel moderne basé sur le concept des projections orthogonales (système connu et utilisé partout de la même façon dans le monde entier). Il travailla beaucoup pour la technologie dans son ensemble et compris très tôt que le développement de l'industrie et ses réalisations dépendaient d'abord de la qualité de l'enseignement technique. Avec Lavoisier, Carnot et d'autres il fut l'un des fondateurs de l'École Normale.

II – Disposition des vues : méthode du 1er dièdre normalisation ISO/AFNOR (NF EN ISO 5456-2)

La normalisation internationale ISO, suivie par l'AFNOR, reprend le principe des projections orthogonales et la position des vues qui en résulte. Le symbole normalisé correspondant est à mettre sur chaque dessin utilisant ce principe.

Remarque : dans ce système, la vue de gauche est dessinée à droite de la vue de face, la vue de dessus au-dessous de la vue de face...

Les intervalles ou les espaces entre les vues, c'est-à-dire la mise en page, sont au choix du dessinateur. Ils peuvent être identiques ou non. Les espaces réguliers apportent une plus belle présentation.

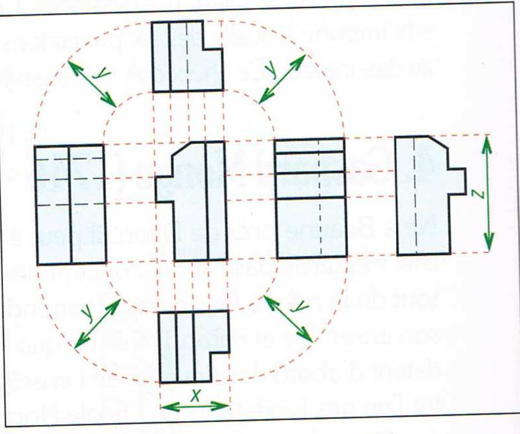


9. Disposition normalisée des vues et directions d'observation.

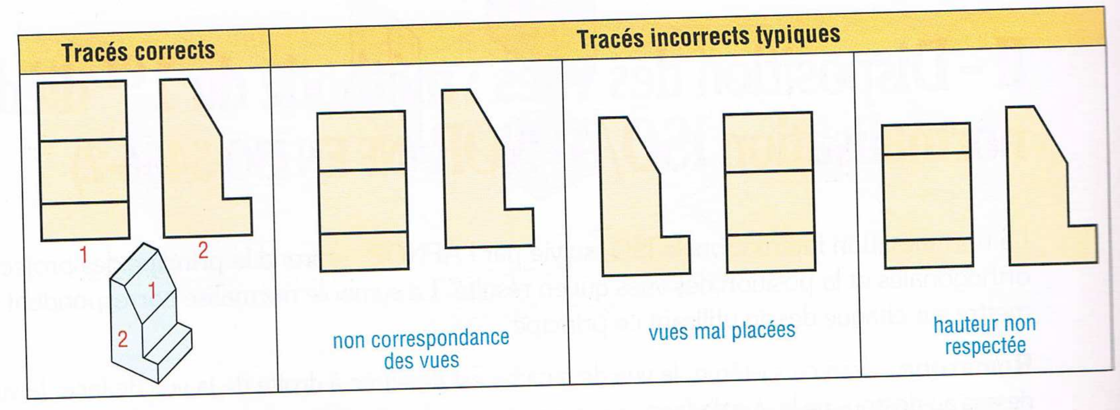
III – Correspondance des vues

Les vues, construites à partir de plans de projections perpendiculaires entre eux, présentent la propriété, après dépliage et développement, d'être en correspondance ou alignées les unes avec les autres.

Les dimensions de l'objet ou de ses formes se conservent d'une vue à l'autre, sans variations, et peuvent se déduire à partir des mêmes lignes de rappel verticales, horizontales, etc.



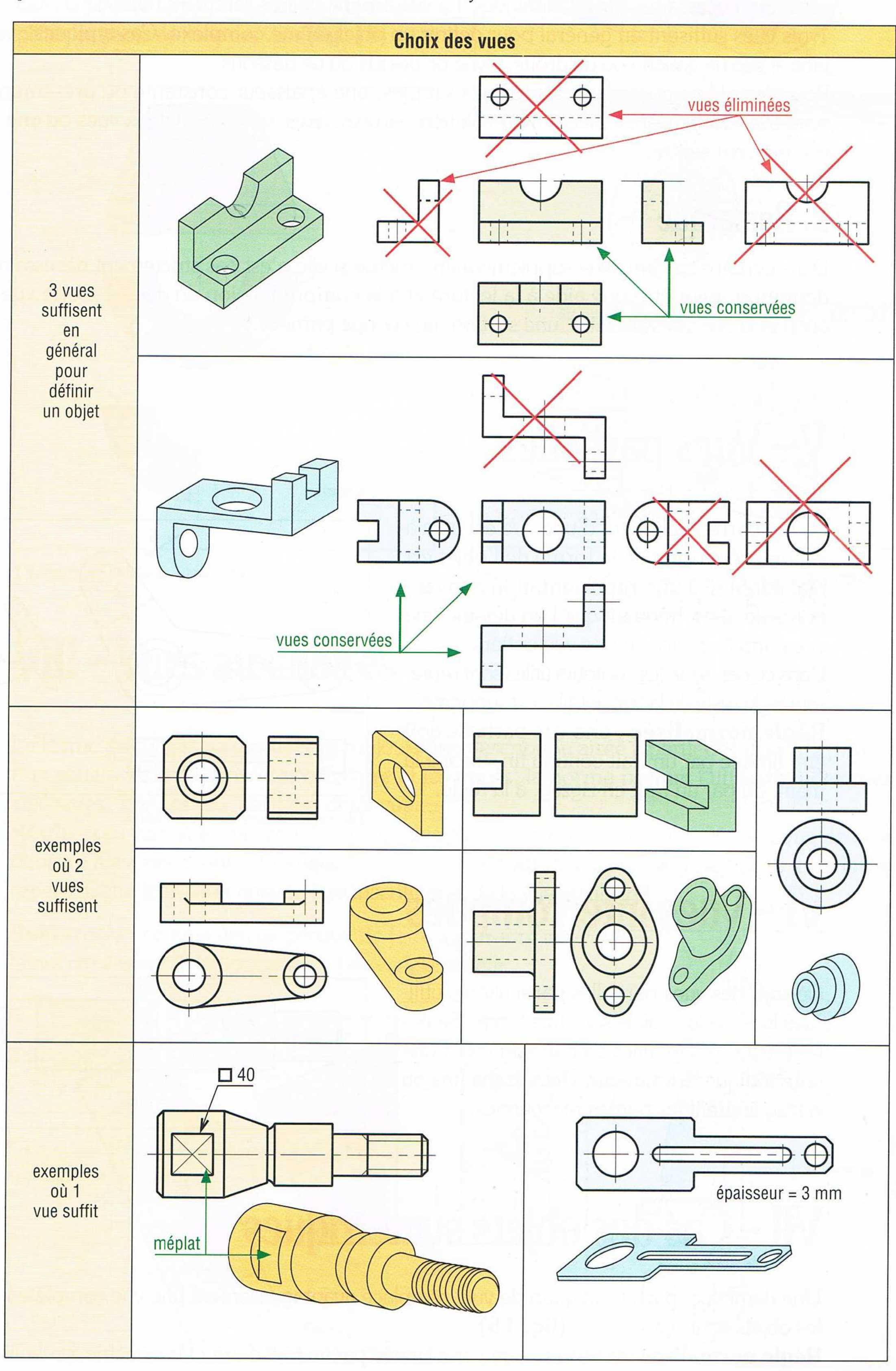
10. Correspondance entre les six vues possibles.



11. Erreurs typiques de représentation.

IV – Choix des vues

Objectif : avec un nombre minimum de vues, il faut avoir le maximum de définition et de clarté pour décrire les formes et les dimensions de l'objet.



12. Principes du choix des vues.

1. Critères de choix

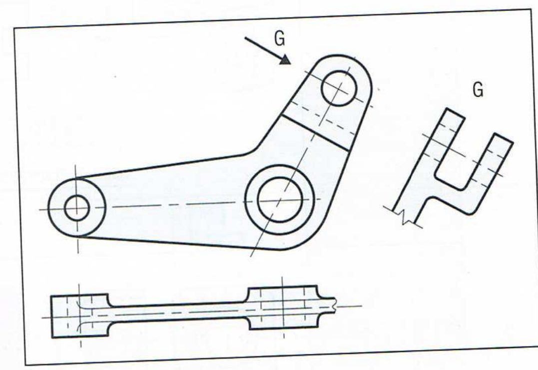
Après avoir judicieusement choisi la vue de face le dessinateur sélectionnera, parmi les cinq autres vues possibles, celles qui montrent le mieux les formes et les contours.
La préférence ira aux vues ayant le moins de contours cachés ou de traits interrompus. Les vues non nécessaires seront éliminées. La vue arrière est très rarement utile.
Trois vues suffisent en général pour définir un objet même complexe. Cas typiques : vue de face + vue de gauche ou de droite + vue de dessus ou de dessous…
Pour des objets possédant des formes simples, une épaisseur constante ou présentant des symétries particulières (pièces de révolution : arbres, axes, visserie…) deux vues ou une seule vue peuvent suffire.

2. Remarque

Dans certains cas, une vue supplémentaire, même si elle n'est pas strictement nécessaire à la définition, peut être une aide à la lecture et à la compréhension du dessin. Cette vue peut aussi être une vue auxiliaire, une section, une coupe partielle…

V - Vues partielles

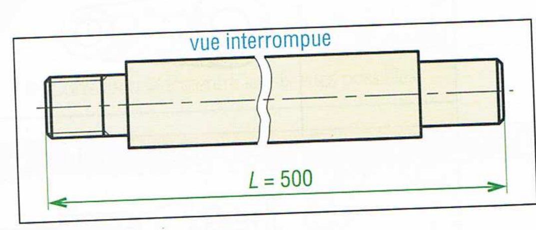
Si une partie seulement d'une vue est utile à la compréhension, si la forme de l'objet est mal adaptée à une représentation conventionnelle, il est fréquent que l'on dessine une vue partielle plutôt qu'une vue entière.
Dans ce cas, seuls les contours utiles sont représentés, le reste de la vue, inutile, est supprimé.
Règle normalisée : une vue partielle doit être limitée par un trait continu fin, tracé à la main, ou par un trait en zigzag, à la règle.



13. Exemple avec vues partielles.

VI - Vues interrompues

Ce sont des vues partielles particulières utilisées lorsque les objets sont très longs. Seules les parties essentielles sont dessinées et une cote indique la longueur. Deux traits fins ou zigzag limitent les parties raccourcies.

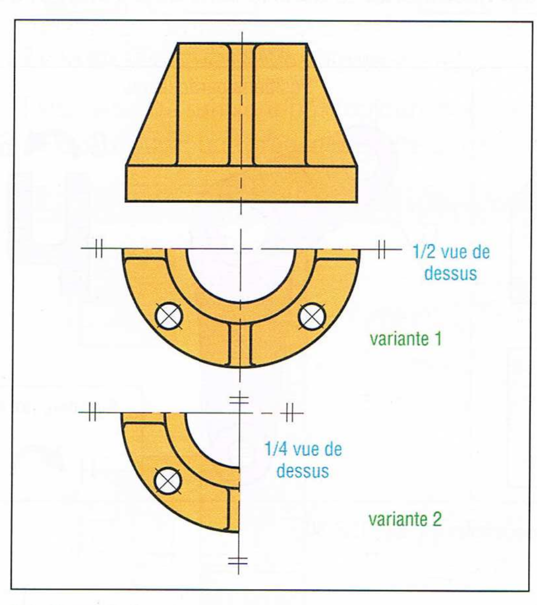


14. Exemple de vue interrompue.

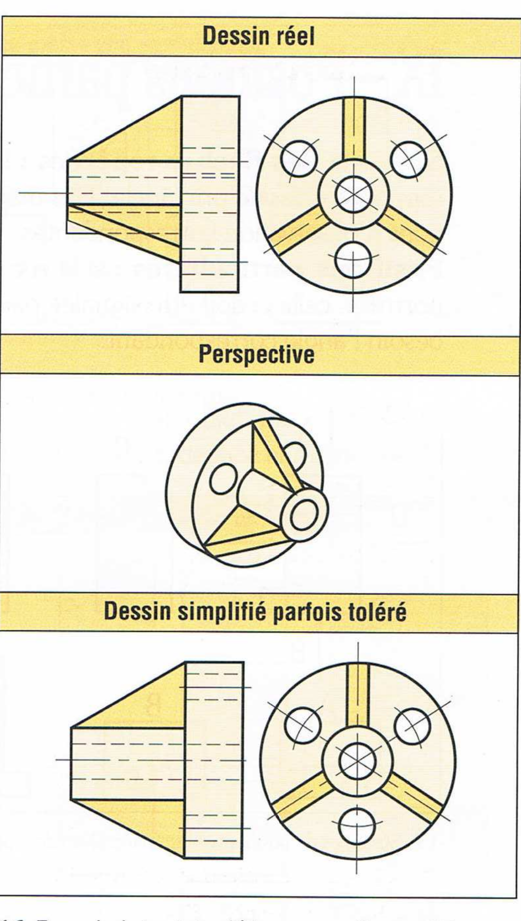
VII - Cas des objets symétriques

Une demi-vue, parfois un quart de vue, remplace avantageusement une vue complète lorsque les objets sont symétriques **(fig. 15)**.
Règle normalisée : la demi-vue doit être limitée par un trait d'axe et la symétrie symbolisée par deux paires de petits traits fin parallèles tracés perpendiculairement aux extrémités de ce trait d'axe.

Cas particulier (parfois toléré) : pour certains objets symétriques présentant des nervures et des trous en nombre impair, un tracé simplifié peut parfois être toléré. Les formes les plus délicates à dessiner peuvent être ramenées dans le plan de symétrie de l'objet afin de simplifier les tracés de l'une des vues **(fig. 16)**.



15. Exemple de pièces symétriques.



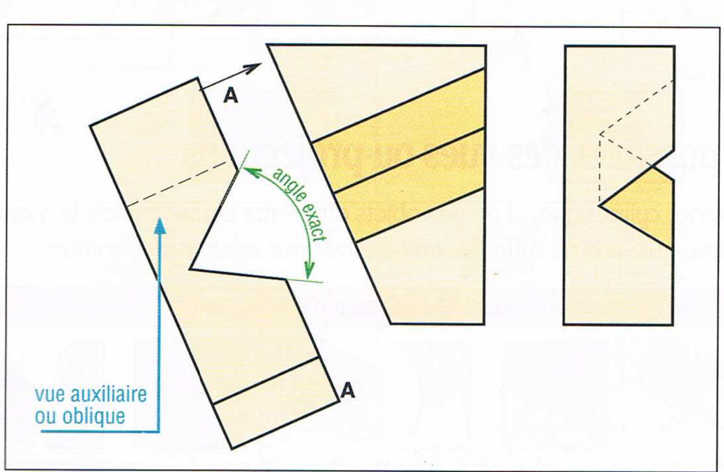
16. Exemple de tracé simplifié pour une pièce symétrique.

VIII - Vues auxiliaires

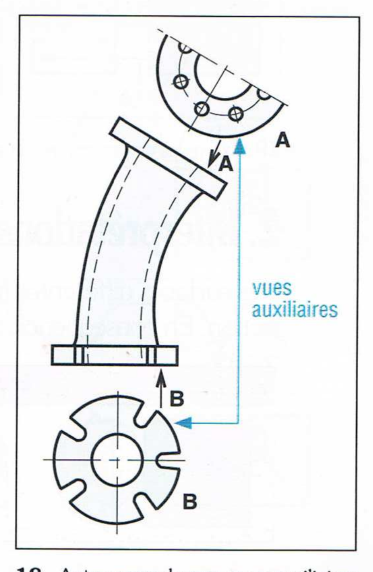
La forme des objets ne permet pas toujours une description aisée à partir des plans de projection usuels. Afin de simplifier la lecture et les tracés, la norme permet l'utilisation des vues auxiliaires : vue entière, partielle, demi-vue....

Règle : ces vues n'appartenant à aucun des plans de projection usuels liés à la vue de face choisie, il est nécessaire d'indiquer le sens d'observation adopté par une flèche avec lettre repère. Cette lettre doit ensuite être inscrite près de la vue auxiliaire.

Remarque : ce type de vue permet de faire apparaître certaines dimensions (longueur, angle...) en vraie grandeur.



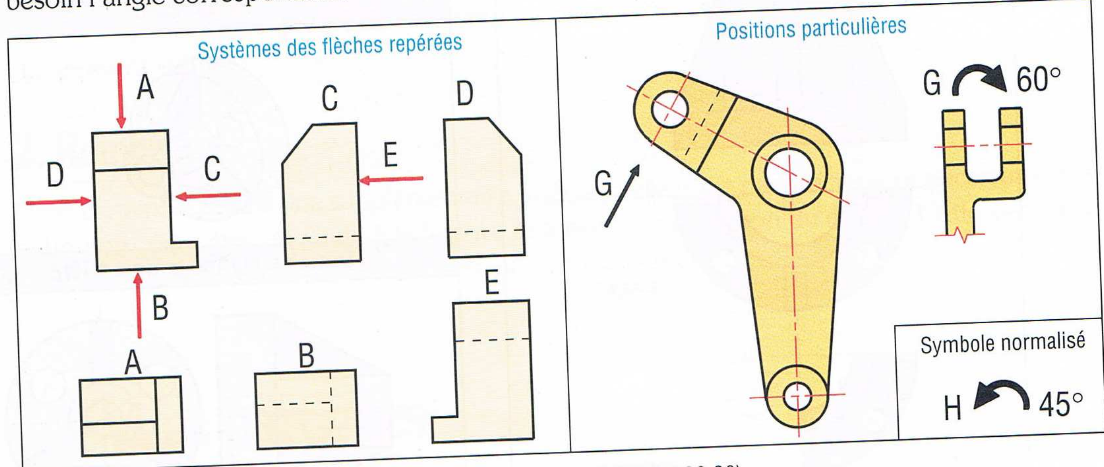
17. Exemple avec vue auxiliaire.



18. Autre exemple avec vues auxiliaires.

IX - Positions particulières des vues

Système des flèches repérées : les vues peuvent être placées de façon quelconque par rapport à une vue principale. Des majuscules (A, B…) identifient à la fois les vues et les directions d'observation correspondantes.
Positions particulières : si la vue est dessinée dans une autre position que la projection normale, celle-ci doit être signalée par un arc fléché orienté dans le sens de la rotation avec au besoin l'angle correspondant.

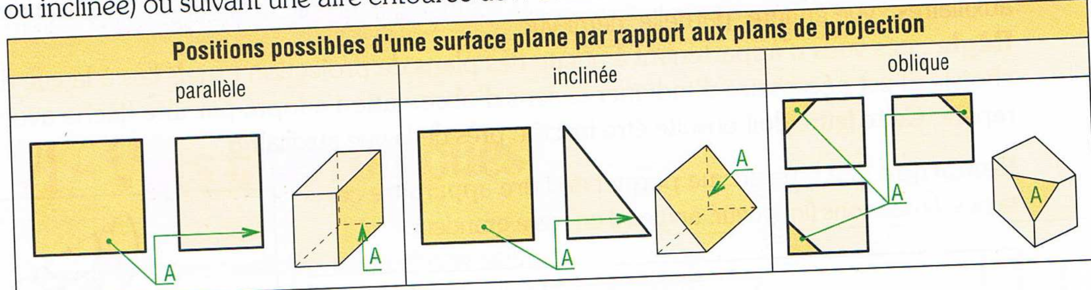


19. Systèmes de positionnement particuliers des vues orthogonales (NF ISO 128-30).

X - Représentation des formes et des surfaces

1. Représentation d'une surface plane

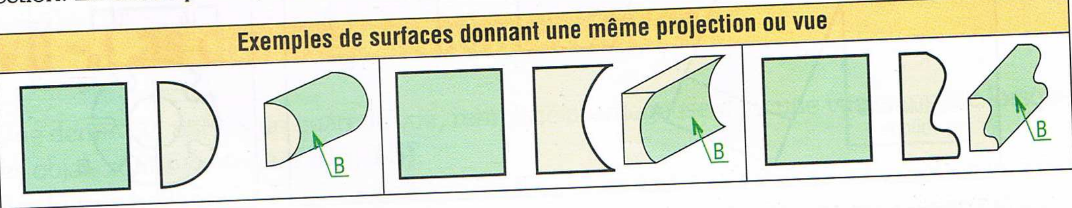
Propriété : une surface plane limitée ou entourée par n côtés (triangle n = 3 ; carré n = 4…) peut apparaître, dans les plans de projection, suivant une arête ou ligne (verticale, horizontale ou inclinée) ou suivant une aire entourée de n cotés.



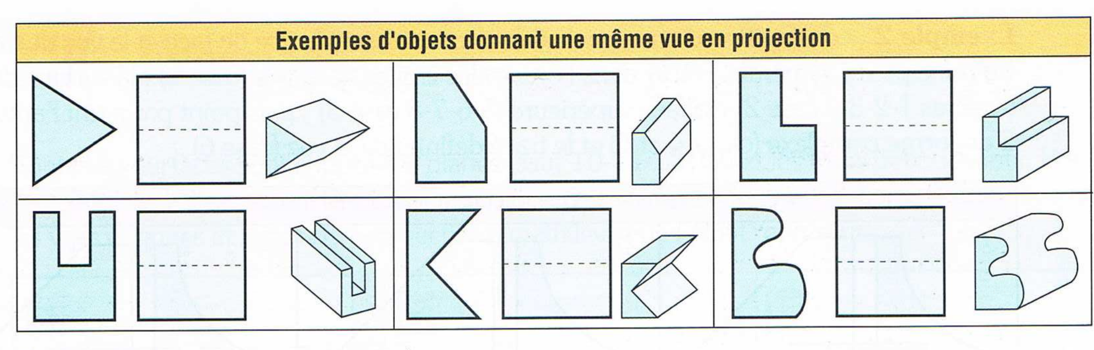
20. Exemples de projections de surfaces.

2. Interprétations possibles des vues ou projections

Des surfaces différentes (plane, cylindrique…) ou des objets différents peuvent avoir la même projection. En conséquence, une seule vue ne suffit pas en général pour assurer la définition.

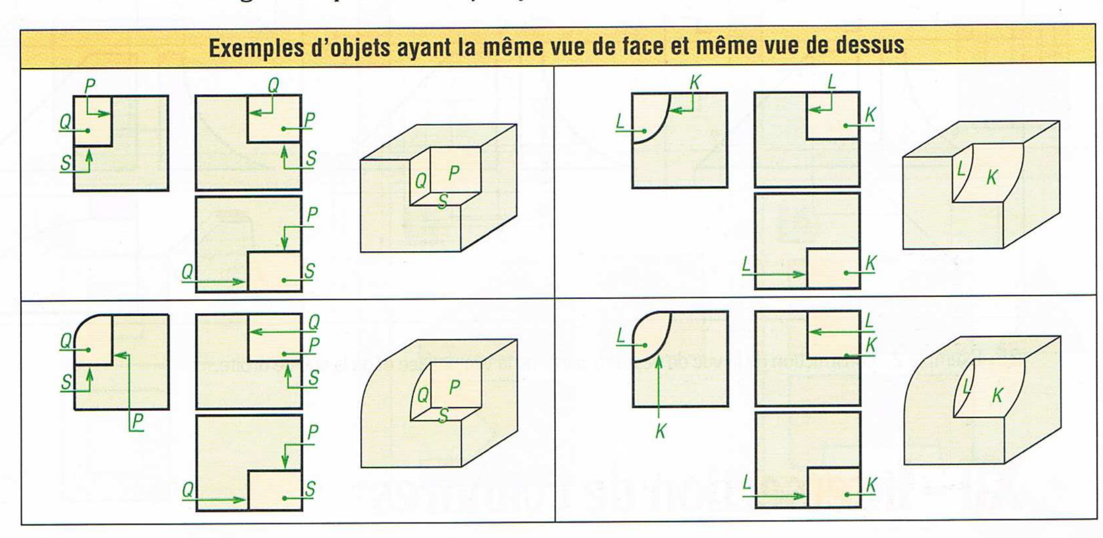


21. Surfaces différentes donnant la même vue de face.



22. Objets différents donnant la même vue de face.

Deux vues ne suffisent pas toujours pour définir les formes d'un objet. Par exemple, il est possible de trouver une grande quantité d'objet ayant tous même vue de face et même vue de dessus.

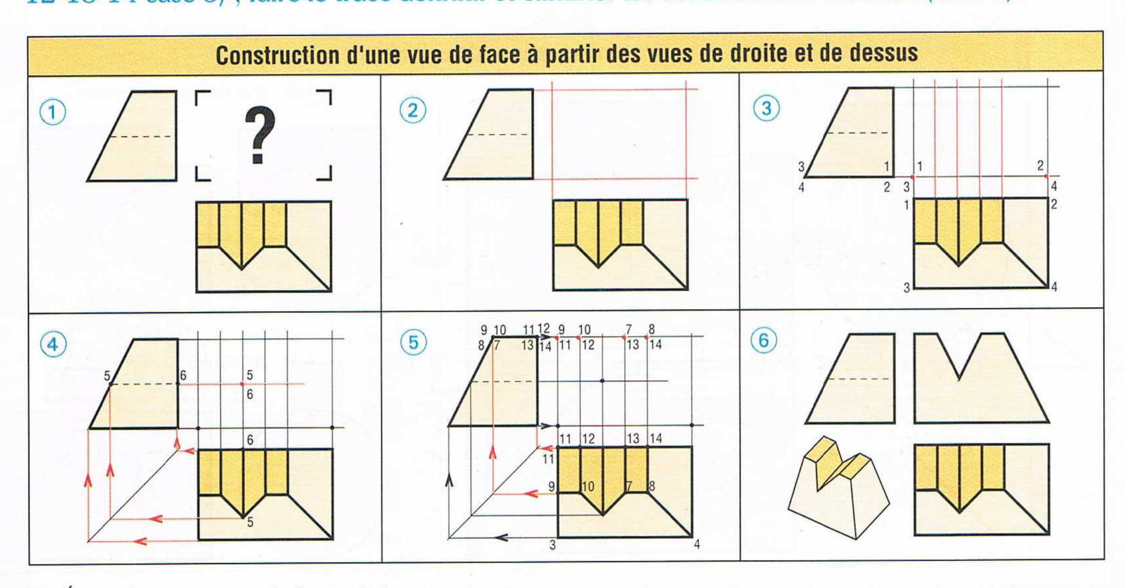


23. Objets différents donnant deux projections identiques.

XI - Construction d'une vue supplémentaire

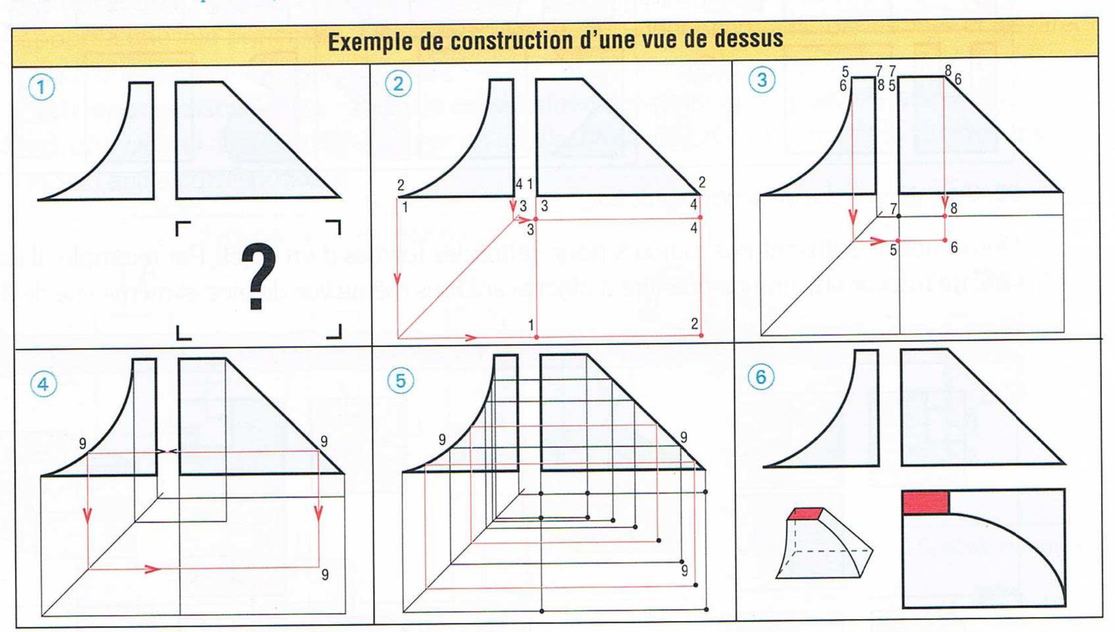
La vue manquante s'obtient point par point, en utilisant la correspondance des vues.

Exemple 1 : tracer les limites de la vue cherchée (case 2), puis les surfaces principales : plan de base (repères 1-2-3-4 case 3) ; fond rainure (5-6 case 4) ; face supérieure (7-8-9-10-11-12-13-14 case 5) ; faire le tracé définitif et éliminer les constructions annexes (case 6).



24. Étapes de constructions de l'exemple 1.

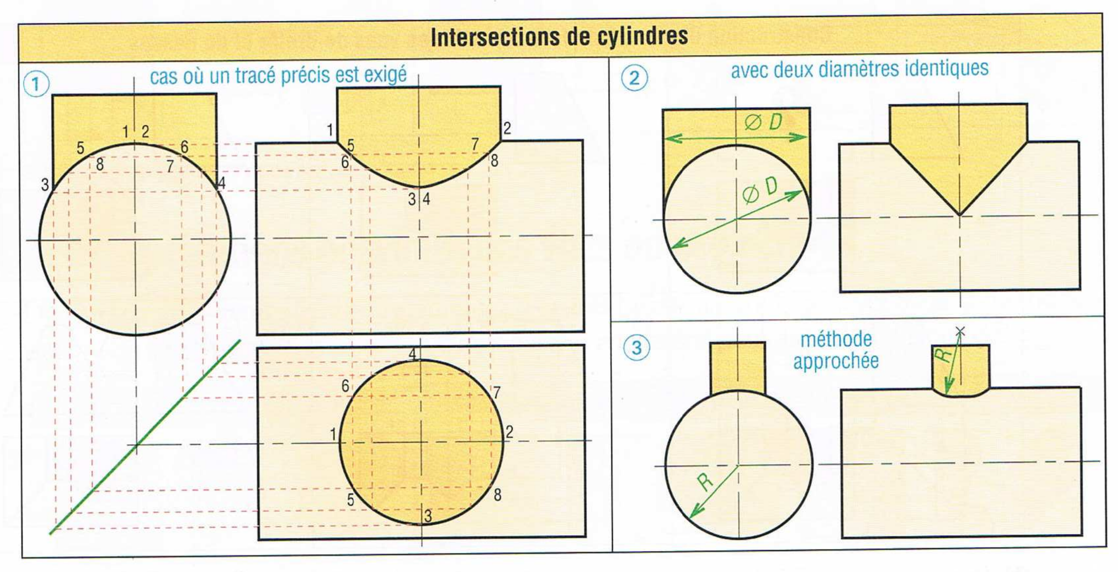
Exemple 2 : construction d'une vue de dessus connaissant la vue de face et la vue de droite. Le principe est le même. Tracer dans l'ordre : les limites de la vue (case 2) ; la surface de base (repères 1-2-3-4 case 2) ; la face supérieure (5-6-7-8 case 3) ; puis point par point l'arête 6-9-2 de forme complexe (cases 4 et 5) et le tracé définitif de la vue (case 6).



25. Exemple 2 : construction de la vue de dessus à partir de la vue de face et de la vue de droite.

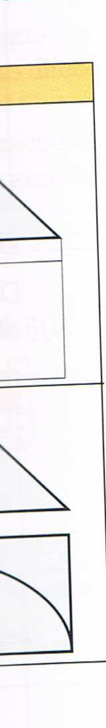
XII - Intersection de cylindres

C'est un tracé qui revient régulièrement. Pour le réaliser il faut tenir compte de la précision exigée, de la difficulté des constructions (place disponible...) et de la taille relative des surfaces (comparaison des diamètres).
Avec des diamètres assez différents et si aucune précision particulière n'est exigée, une méthode approchée suffit. Si les diamètres sont identiques l'intersection se réduit à deux droites perpendiculaires.
Si un tracé précis est exigé l'intersection peut être tracée point par point. De nombreux logiciels CAO/DAO réalisent automatiquement ces intersections (en mode 3D).



26. Exemples de tracés d'intersections.

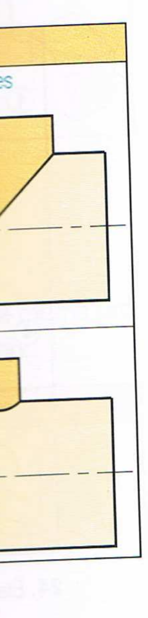
droite.
de base
ète 6-9-



précision
es surfaces

xigée, une
luit à deux

breux logi-



XIII - Exercices

Toutes les surfaces sont supposées planes (sauf 10-11-12-13) et les trous débouchants. Pour les exercices suivant (1 à 13), déterminer et tracer les vues manquantes, compléter au besoin les vues connues et faire une perspective à main levée de l'objet représenté.

1

2

3

4

5

6

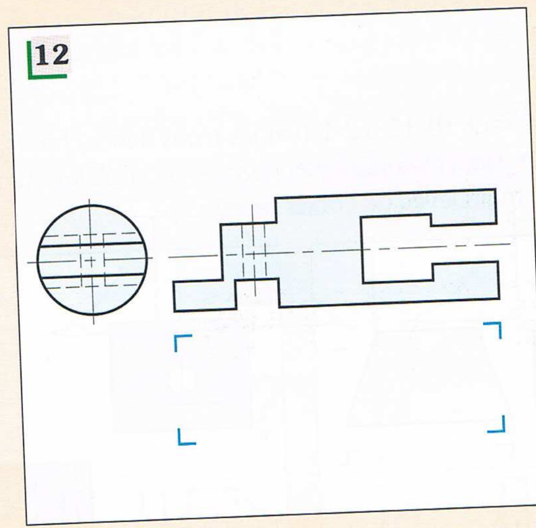
7

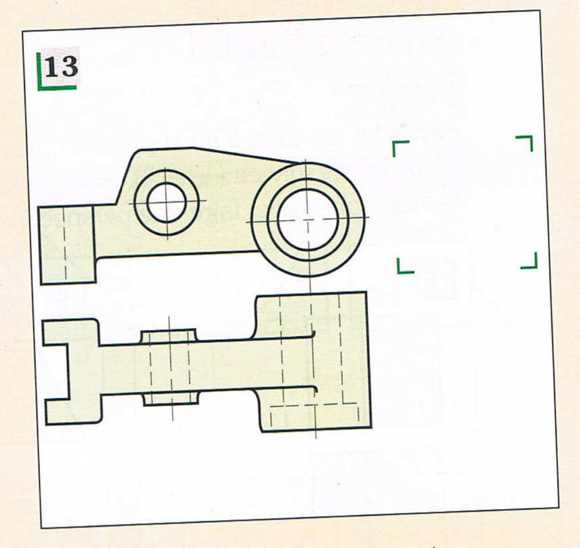
8

9

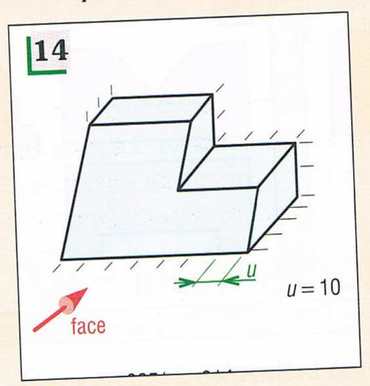
10

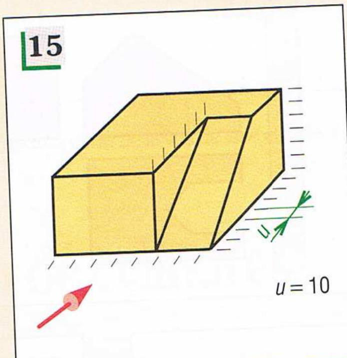
11

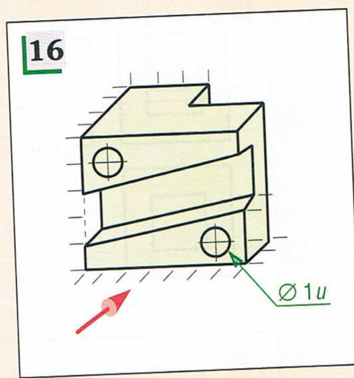


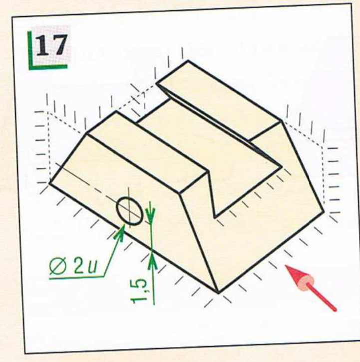


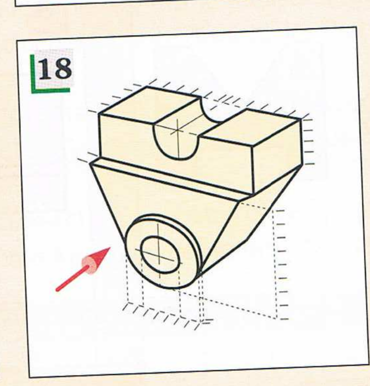
Pour l'objet proposé en perspective, dessiner la vue de face repérée par une flèche, plus deux vues au choix : vue de dessus et vue de gauche (ou de droite). Dessiner les parties cachées. Les dimensions sont repérées par des intervalles de 10mm (u=10), les trous sont débouchants.

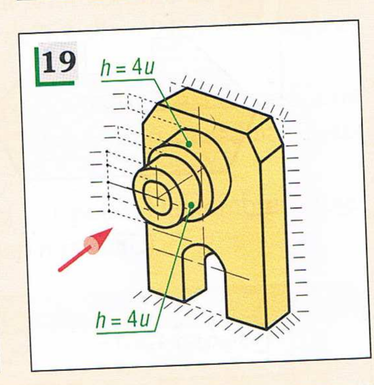


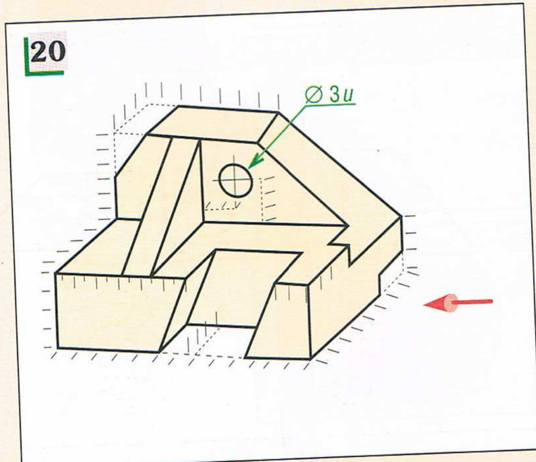


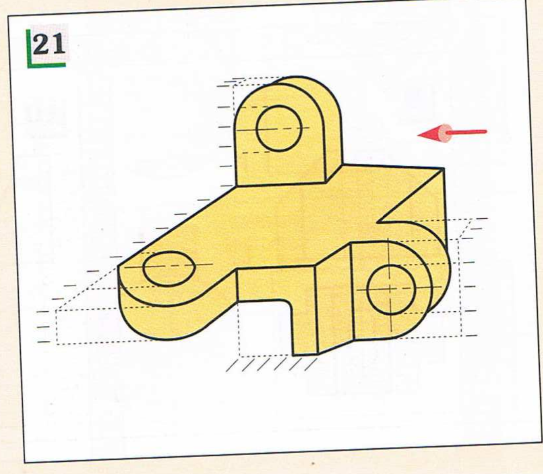














COUPES ET SECTIONS

Objectifs

- Indiquer le principe des vues coupées (coupe, demi-coupe, coupes partielles, coupes brisées et sections) et préciser les règles de représentation normalisée.
- Mettre en évidence les fautes typiques de dessin.
- Proposer des exercices d'entraînement.

Les principes de représentation étudiés dans le chapitre précédent sont parfaitement adaptés à la description et à la définition des formes et contours extérieurs, même pour les objets complexes. Dans le cas de pièces creuses il n'en est pas de même, les formes intérieures décrites à partir de traits interrompus courts sont difficiles à définir. Pour améliorer la définition et la lecture on dispose des vues en coupe (coupes et sections).

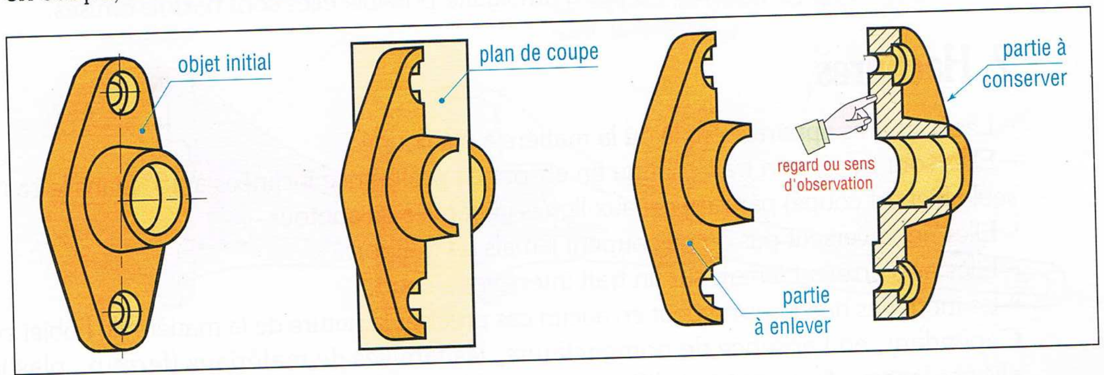
I - Coupes

1. Principe

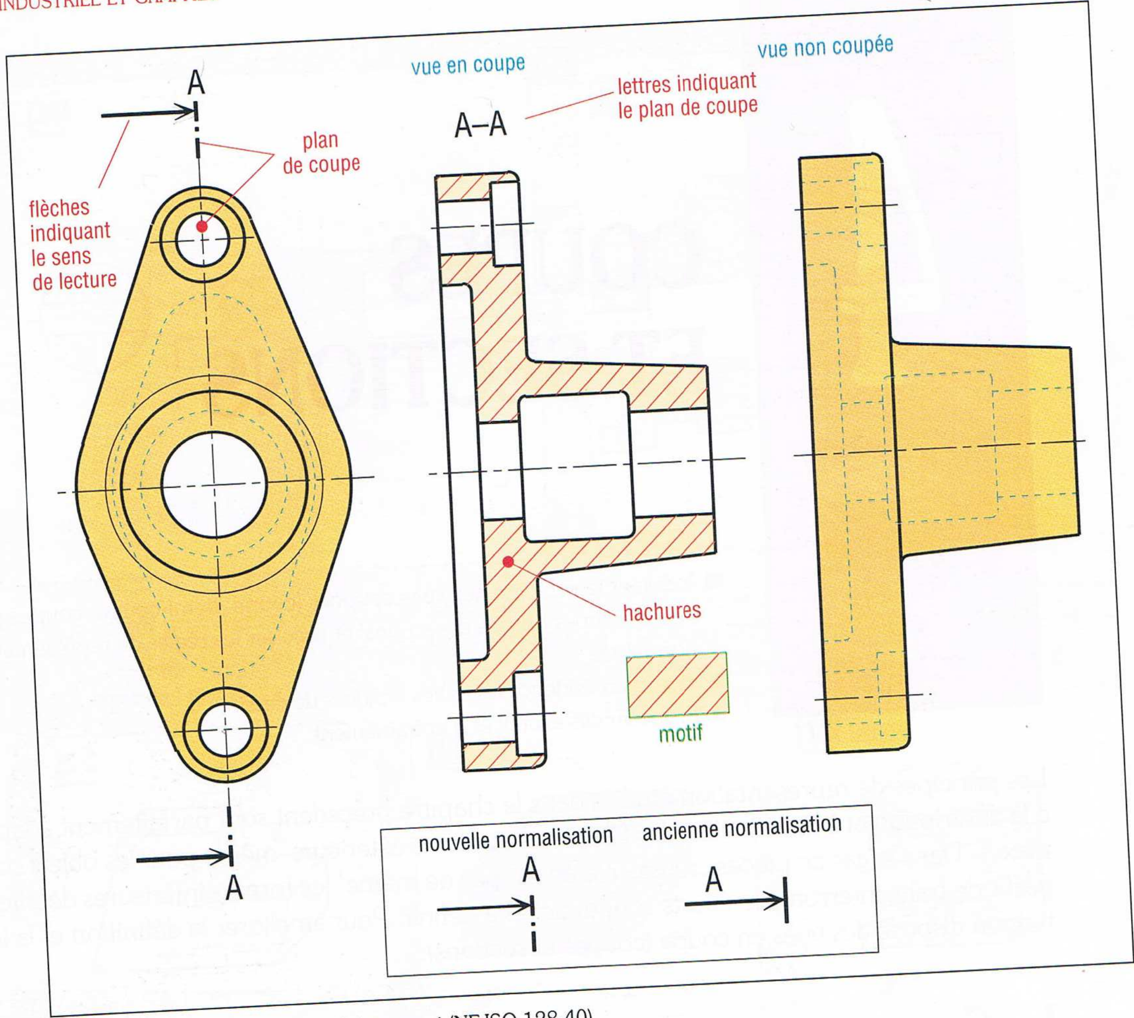
Dans ce mode de représentation l'objet est coupé (analogie avec un fruit coupé au couteau). Les morceaux sont séparés. Le plus représentatif est choisi. L'observateur, le regard tourné vers le plan coupé, dessine l'ensemble du morceau suivant les règles habituelles. L'intérieur, devenu visible, apparaît clairement en traits forts.

2. Règle

En général, on ne dessine pas les contours cachés, ou traits interrompus courts, dans les vues en coupe, sauf si ceux-ci sont indispensables à la compréhension.



1. Principe des vues coupées ; plan de coupe.



2. Représentation normalisée de l'objet coupé (NF ISO 128-40).

II – Règles de représentation normalisées

1. Plan de coupe

– Il est indiqué dans une vue adjacente.
– Il est matérialisé par un trait mixte fin (« trait d'axe ») renforcé aux extrémités par deux traits mixtes forts courts (trait-point-trait). Le trait mixte fin peut être omis.
– Le sens d'observation est indiqué par deux flèches (en traits forts) orientées vers la partie à conserver. Les extrémités « touchent » les deux traits forts courts.
– Deux lettres majuscules (AA, BB…) servent à la fois à repérer le plan de coupe et la vue coupée correspondante. Ces indications sont particulièrement utiles lorsque le dessin comprend plusieurs vues coupées. S'il n'y a pas d'ambiguïté possible elles sont parfois omises.

2. Hachures

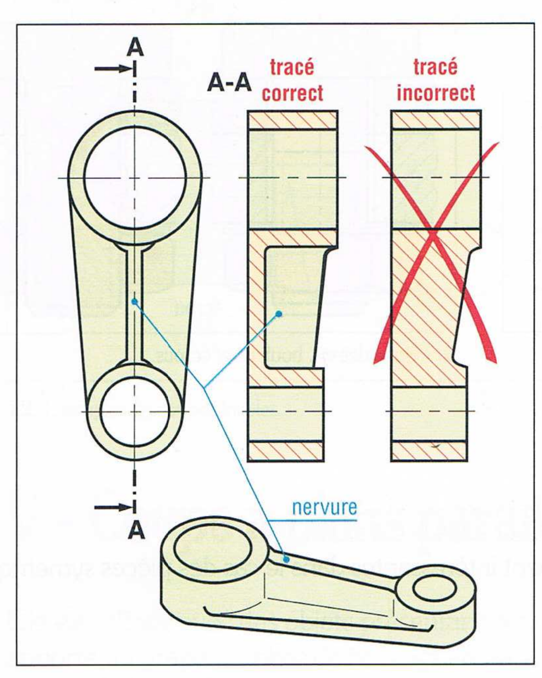
– Les hachures apparaissent là où la matière a été coupée.
– Elles sont tracées en trait continu fin et sont de préférence inclinées à 45° (dans le cas où un seul objet est coupé) par rapport aux lignes générales du contour.
– Elles ne traversent pas ou ne coupent jamais un trait fort.
– Elles ne s'arrêtent jamais sur un trait interrompu court.
– Le motif des hachures ne peut en aucun cas préciser la nature de la matière de l'objet coupé. Cependant, en l'absence de nomenclature, les familles de matériaux (ferreux, plastiques, alliages légers…) peuvent être différenciées par les motifs d'emploi usuel **(fig. 3)**.

Hachures – motifs usuels					
					sol naturel
	usage général tous métaux et alliages		bobinages électro-aimants		béton
	métaux et alliages légers (aluminium ...)		antifriction		béton armé
	cuivre et ses alliages béton léger		verre, porcelaine, céramique ...		bois en coupe transversale
	matières plastiques ou isolantes (élec.) élastomères		isolant thermique		bois en coupe longitudinale

3. Exemples de hachures d'emplois usuels NF E04-520.

3. Règles complémentaires simplifiant la lecture des dessins

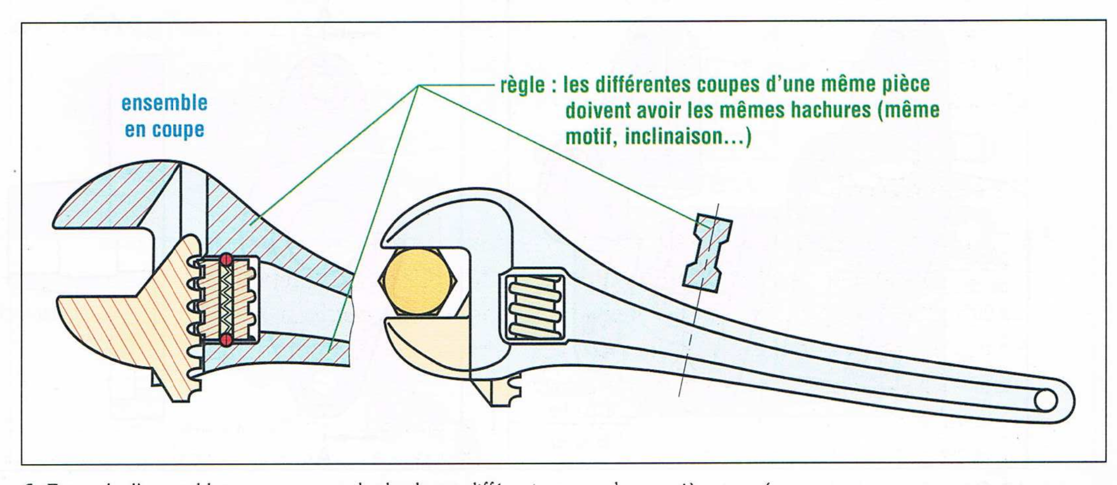
a) On ne coupe jamais des nervures lorsque le plan de coupe passe dans le plan de leur plus grande surface. La règle est la même avec les bras de poulie, de volant ou de roue.



4. Exemple de coupe de nervure.

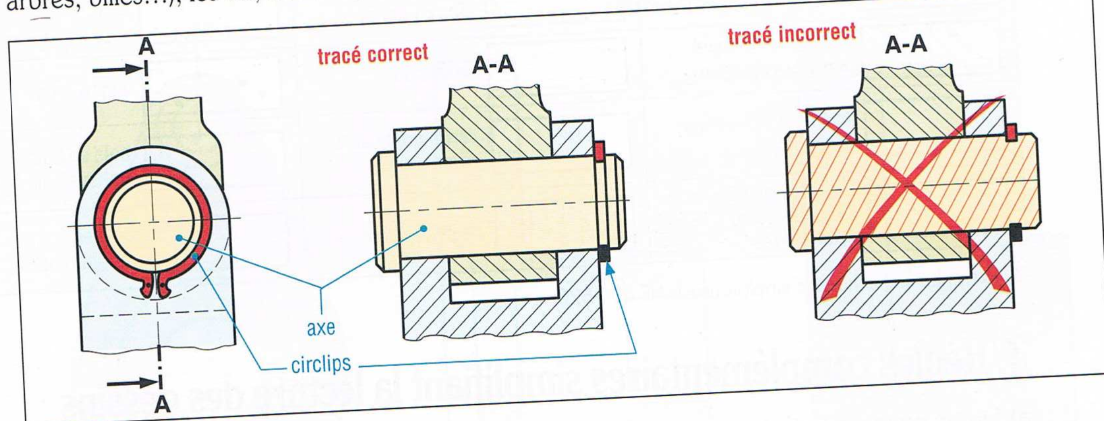
5. Coupes : bras de poulie, arbre et clavette.

b) Des pièces ou des objets différents appartenant à un même ensemble en coupe doivent avoir des hachures différentes : inclinaisons différentes et au besoin motifs différents.

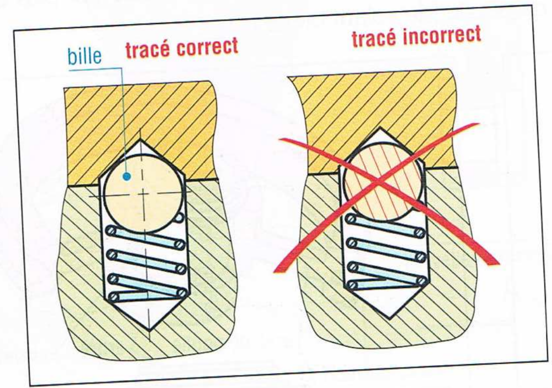


6. Exemple d'ensemble en coupe avec des hachures différentes pour chaque pièce coupée.

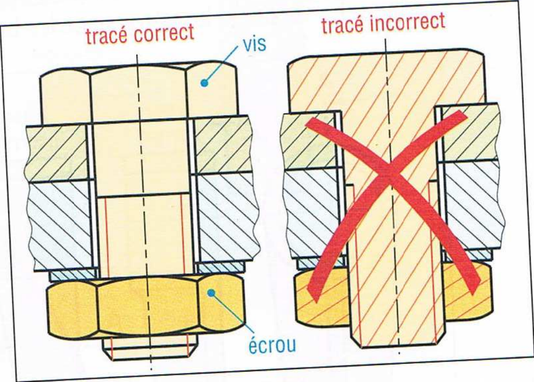
c) On ne coupe jamais les pièces de révolution pleines (cylindriques ou sphériques telles que axes, arbres, billes...), les vis, boulons, écrous, rivets, clavettes.



7. Coupe des axes et articulations.



8. Coupe des billes.



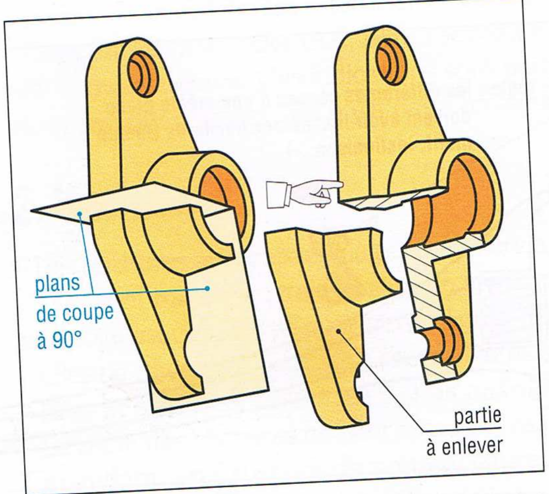
9. Coupe des vis, boulons et écrous.

III - Demi-coupe

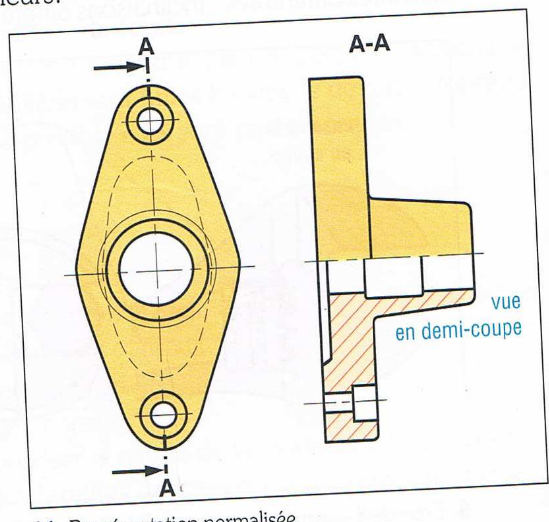
Les vues en demi-coupe sont particulièrement intéressantes dans le cas des pièces symétriques.

1. Principe

Dans ce mode de représentation la moitié de la vue est dessinée en coupe, afin de définir les formes et les contours intérieurs, alors que l'autre moitié reste en mode de représentation normal pour décrire les formes et les contours extérieurs.

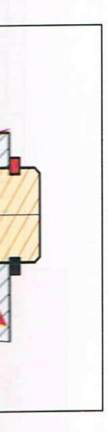


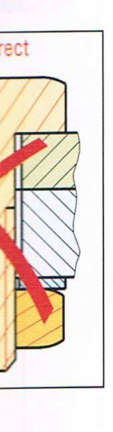
10. Principe de la demi-coupe.



11. Représentation normalisée.

que axes,





étriques.

éfinir les
ation nor-

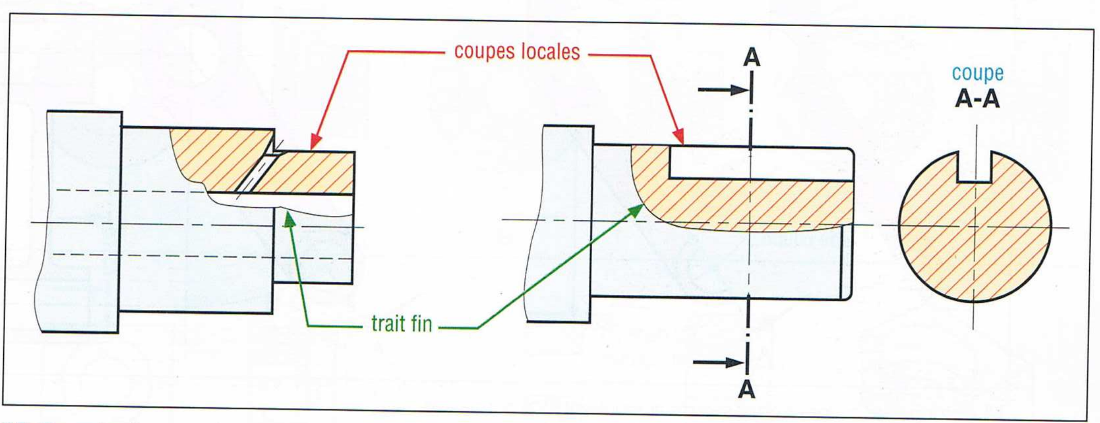


2. Règles

Elles sont les mêmes que pour les coupes normales, l'indication du plan de coupe est inchangée. Les deux demi-vues sont toujours séparées par un axe de symétrie, trait mixte fin l'emportant sur tous les autres types de traits.

IV - Coupe locale ou partielle

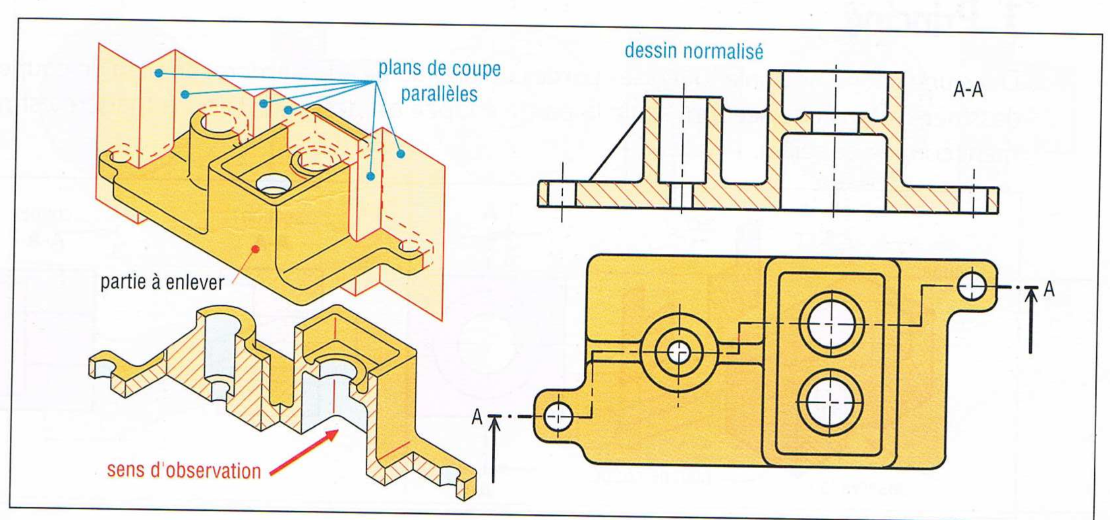
Il arrive fréquemment que l'on ait besoin de définir uniquement un seul détail (un trou, une forme particulière etc.) du contour intérieur. Il est alors avantageux d'utiliser une coupe locale plutôt qu'une coupe complète amenant trop de tracés inutiles. L'indication du plan de coupe est inutile dans ce cas. Un trait fin ondulé ou en zigzags sert de limite aux hachures.



12. Exemples de coupes locales.

V - Coupe à plans parallèles

Elle est utilisée avec des objets présentant des contours intérieurs relativement complexes. Elle apporte un grand nombre de renseignements et évite l'emploi de plusieurs coupes normales. Le plan de coupe est construit à partir de plans de coupe classiques parallèles entre eux. La correspondance entre les vues est dans ce cas conservée. Les discontinuités du plan de coupe ne sont pas dessinées.

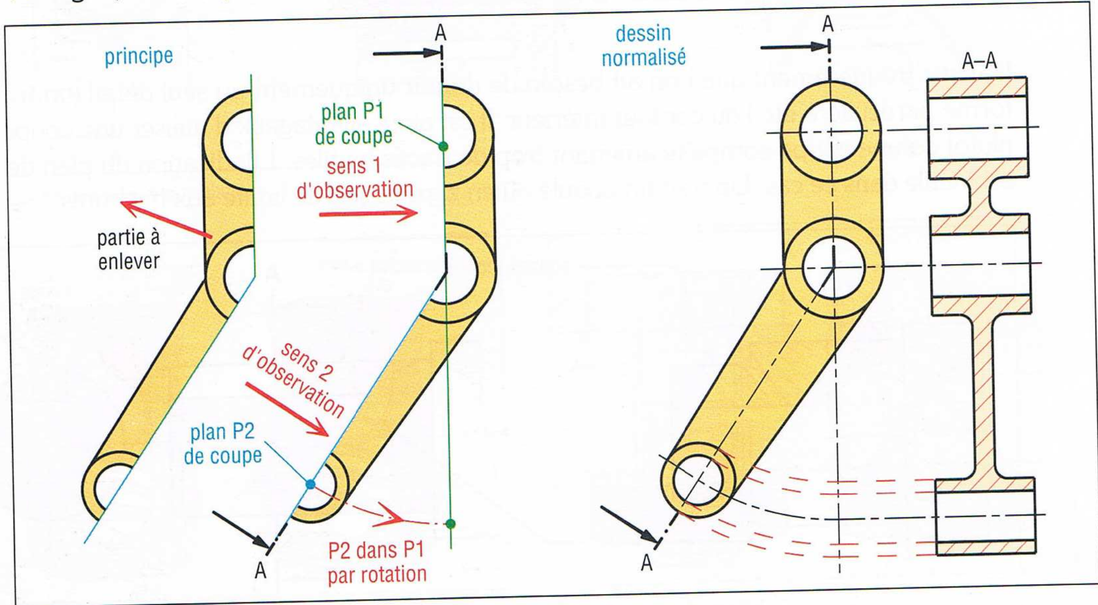


13. Principe des coupes brisées à plans parallèles et représentation normalisée.

VI - Coupe à deux plans sécants

Le plan de coupe est constitué de deux plans sécants. La vue coupée est obtenue en ramenant dans un même plan les tronçons coupés par les plans de coupe successifs ; les parties coupées s'additionnent. Dans ce cas la correspondance entre les vues n'est que partiellement conservée.

Les règles de représentation restent les mêmes. Les discontinuités du plan de coupe (arêtes ou angles) ne sont pas dessinées dans la vue coupée.



14. Principe des coupes à plans sécants et représentation normalisée.

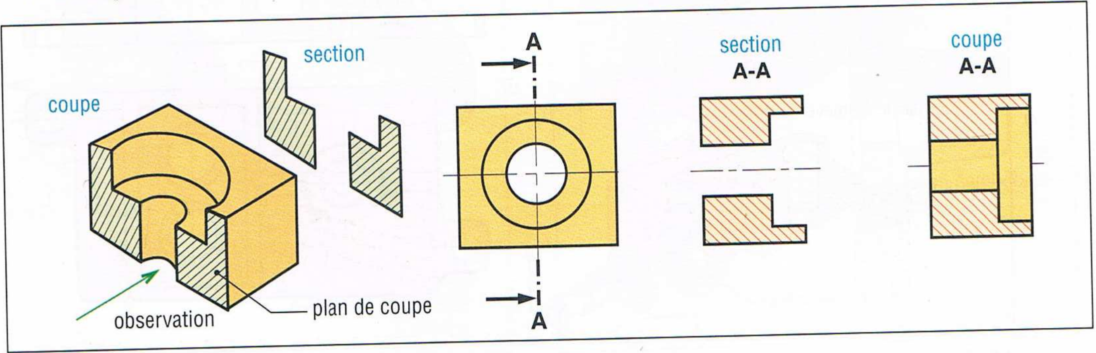
VII - Sections

On peut les considérer comme des vues complémentaires ou auxiliaires. Elles se présentent comme une variante simplifiée des vues en coupe et permettent de définir avec exactitude une forme, un contour, un profil en éliminant un grand nombre de tracés inutiles.

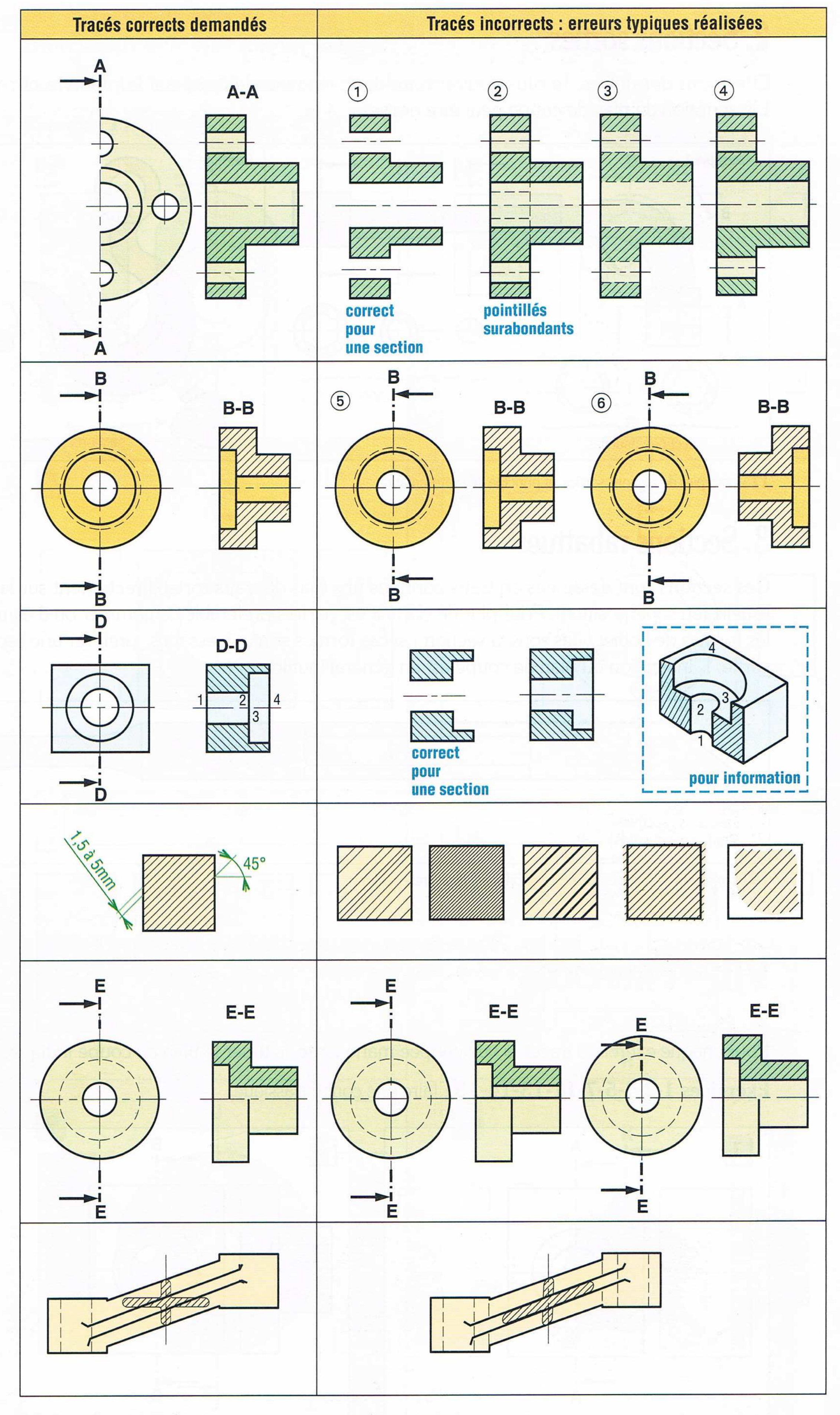
Les sections sont définies de la même manière que les coupes : plan de coupe, flèches, etc.

1. Principe

Dans une coupe normale toutes les parties visibles au-delà (en arrière) du plan de coupe sont dessinées. Dans une section, seule la partie coupée est dessinée (là où la matière est réellement coupée ou sciée).



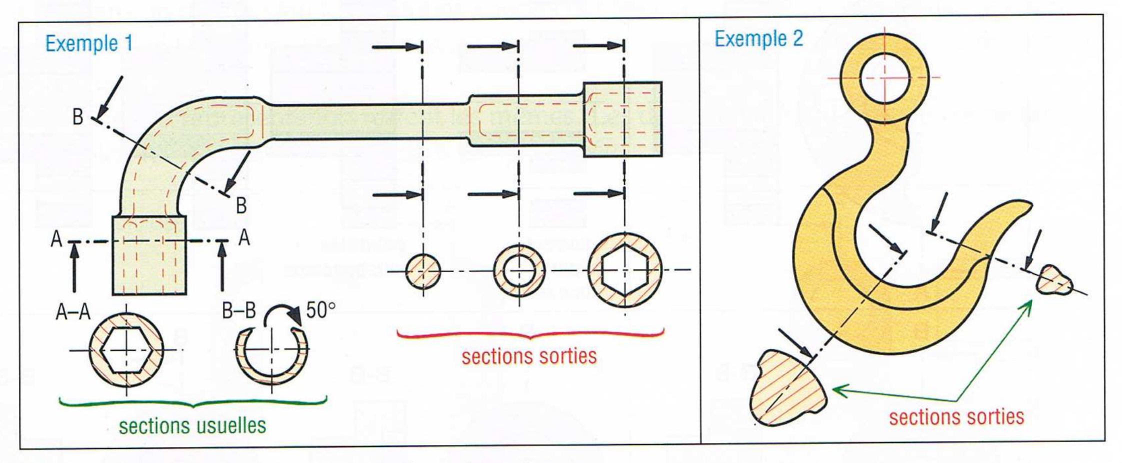
15. Principe des sections, comparaison avec les coupes, représentation normalisée.



16. Exemples typiques de tracés incorrects concernant les vues coupées.

2. Sections sorties

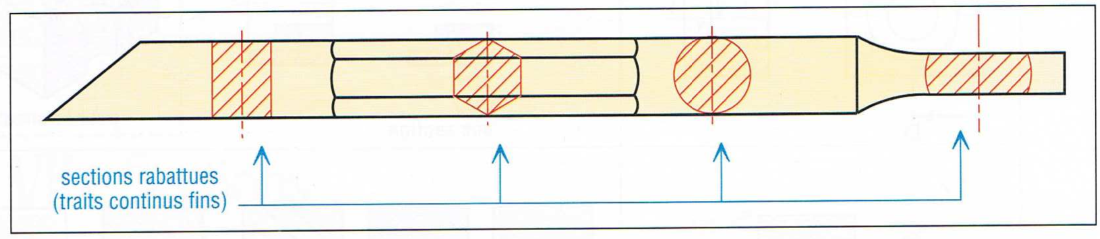
Elles sont dessinées, le plus souvent, au droit du plan de coupe si la place le permet. L'inscription du plan de coupe peut être omise.



17. Exemples de sections sorties et principe de représentation.

3. Sections rabattues

Ces sections sont dessinées en traits continus fins (pas de traits forts) directement sur la vue usuelle (en superposition). Pour plus de clarté il est parfois préférable de gommer ou d'éliminer les formes de l'objet vues sous la section ; si ces formes sont nécessaires, préférer une section sortie. L'indication du plan de coupe est en général inutile.

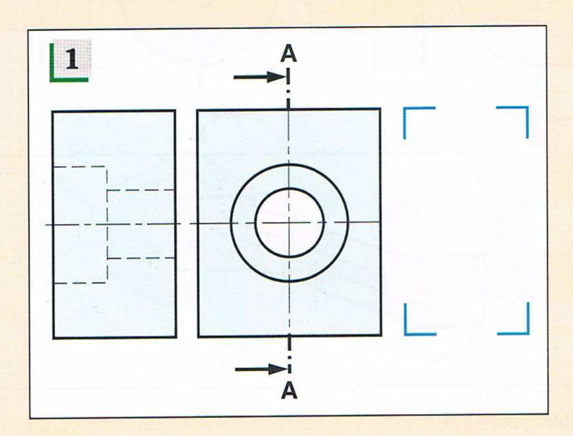


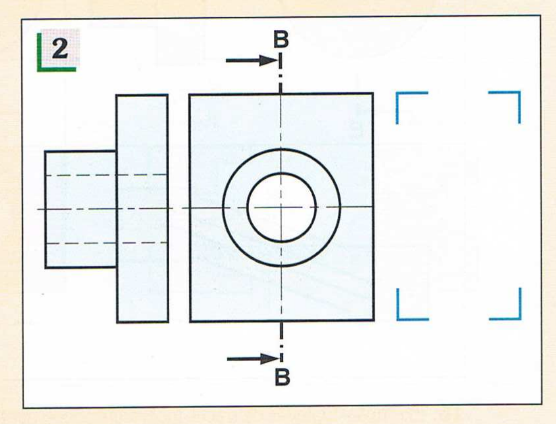
18. Exemples de sections rabattues et principe de représentation.

VIII - Exercices

Pour chaque exercice, tracer la vue coupée manquante. Utiliser le plan de coupe indiqué.

Exercices 1-2-4-5-7-11-13-14-15 : faire une coupe classique.

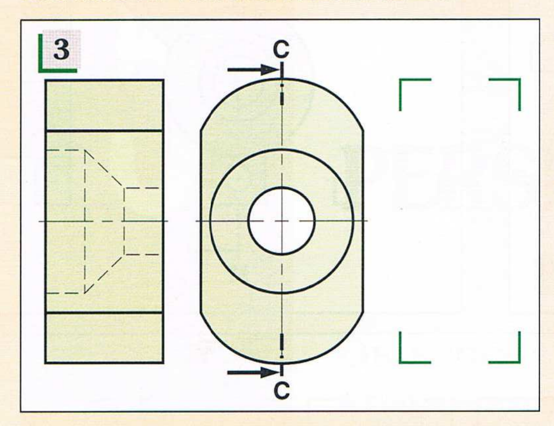


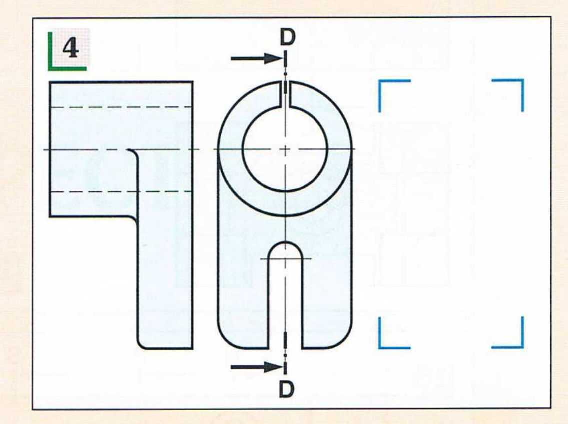


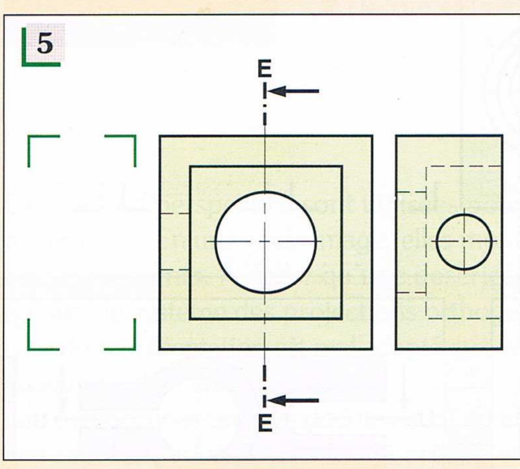
Exercices 3-6-9 : faire une demi-coupe.

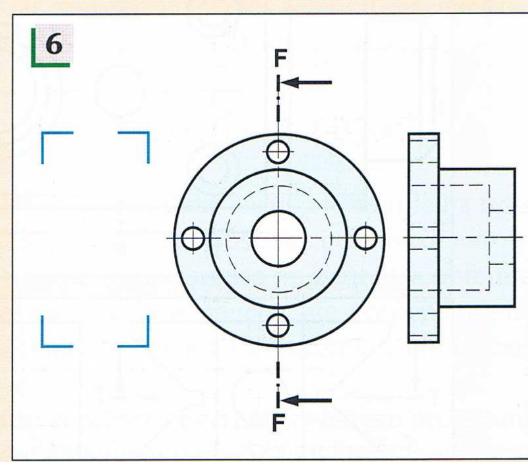
Exercices 10-12-16-18 : faire une coupe brisée.

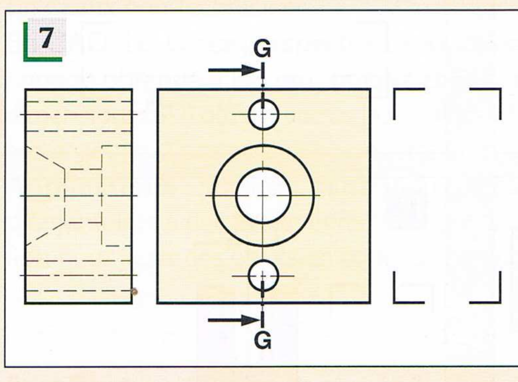
Exercice 17 : faire les sections sorties.

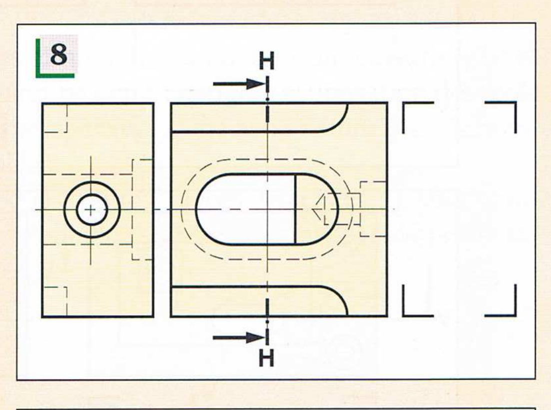


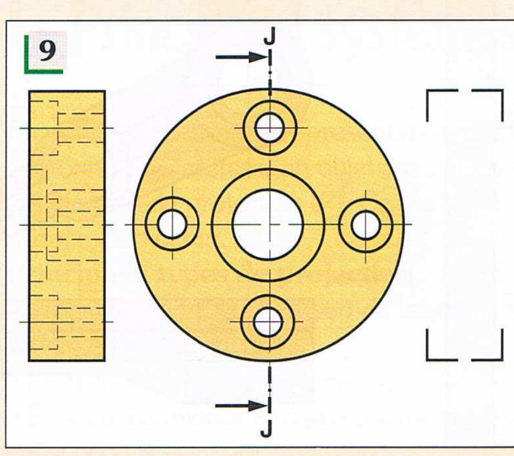


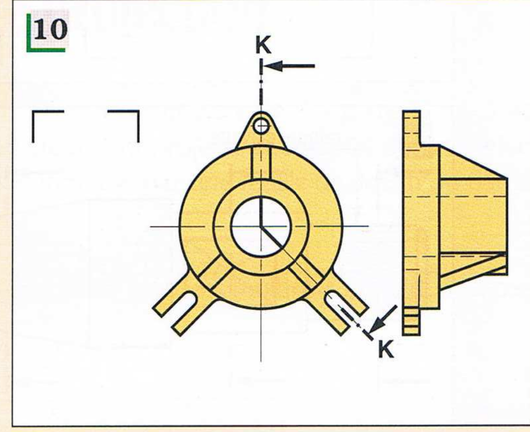


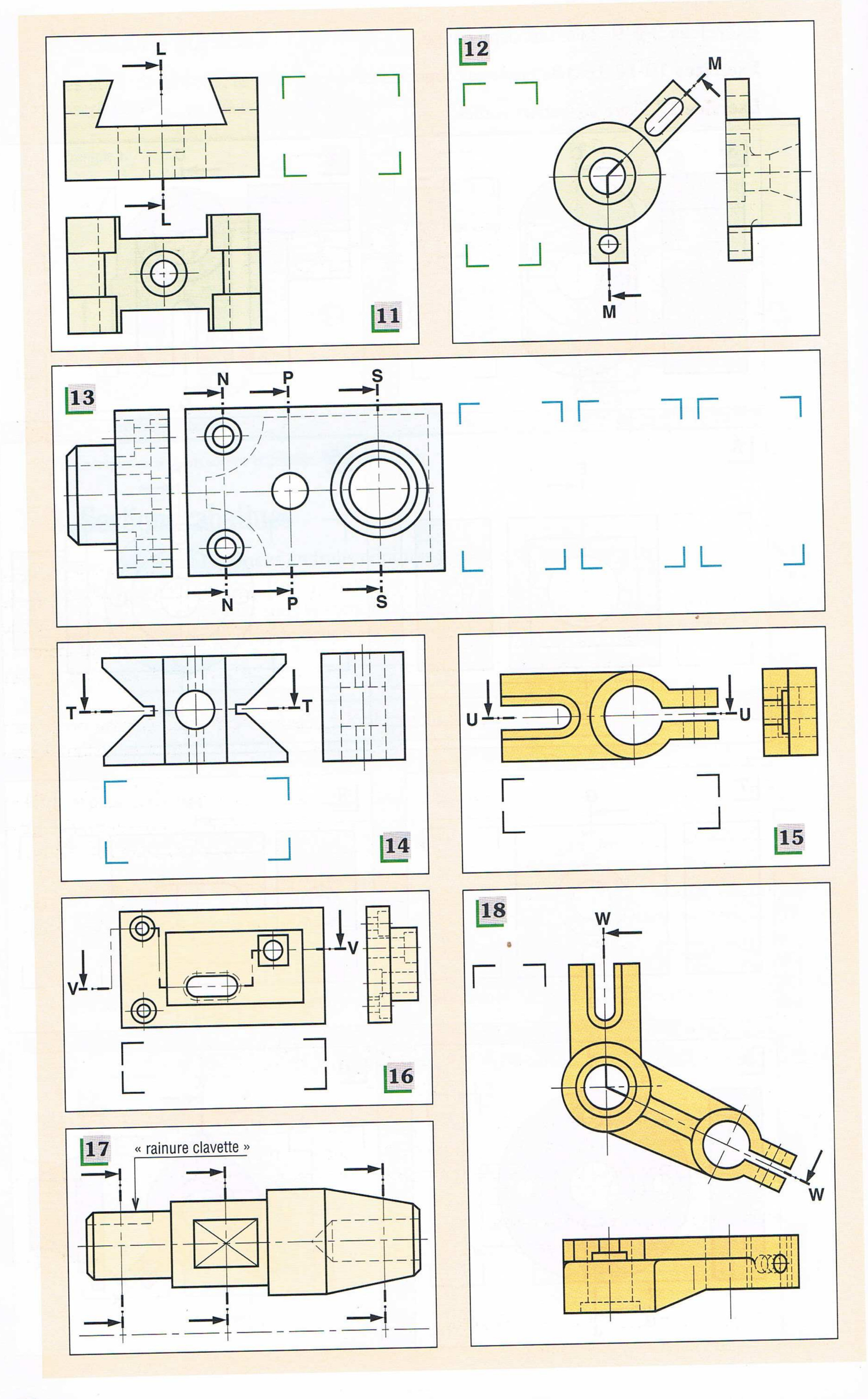











11
L
12
M
13
N
P
S
14
T
15
U
16
V
17
« rainure clavette »
18
W





5 PERSPECTIVES

Objectifs

- Indiquer les principaux systèmes de projection utilisés en dessin industriel.
- Décrire et préciser les caractéristiques des perspectives usuelles. Utilisation de la CAO/DAO.

Les vues en perspective sont utilisées pour illustrer ou visualiser les objets dans leurs trois dimensions. En une seule image, elles montrent le plus de faces possibles et le maximum de renseignements. À noter qu'une description précise et rigoureuse ne peut être obtenue qu'avec le système des projections orthogonales : vue de face, gauche, etc.; cependant, ce type de représentation est mal adapté aux non-techniciens : règles, normalisation, effort pour imaginer l'objet dans l'espace...

Les perspectives usuelles décrites dans ce chapitre et utilisées internationalement proposent une représentation suffisamment précise et scientifiquement correcte tout en restant accessibles aux non-techniciens.

En CAO/DAO ces perspectives sont dessinées et numérisées en deux dimensions (2D) et l'image obtenue à l'écran, unique et fixe, ne peut pas être changée. L'utilisation des trois dimensions (3D) offre d'autres possibilités et des perspectives d'une autre nature avec de nombreux angles d'observations possibles et modifiables.

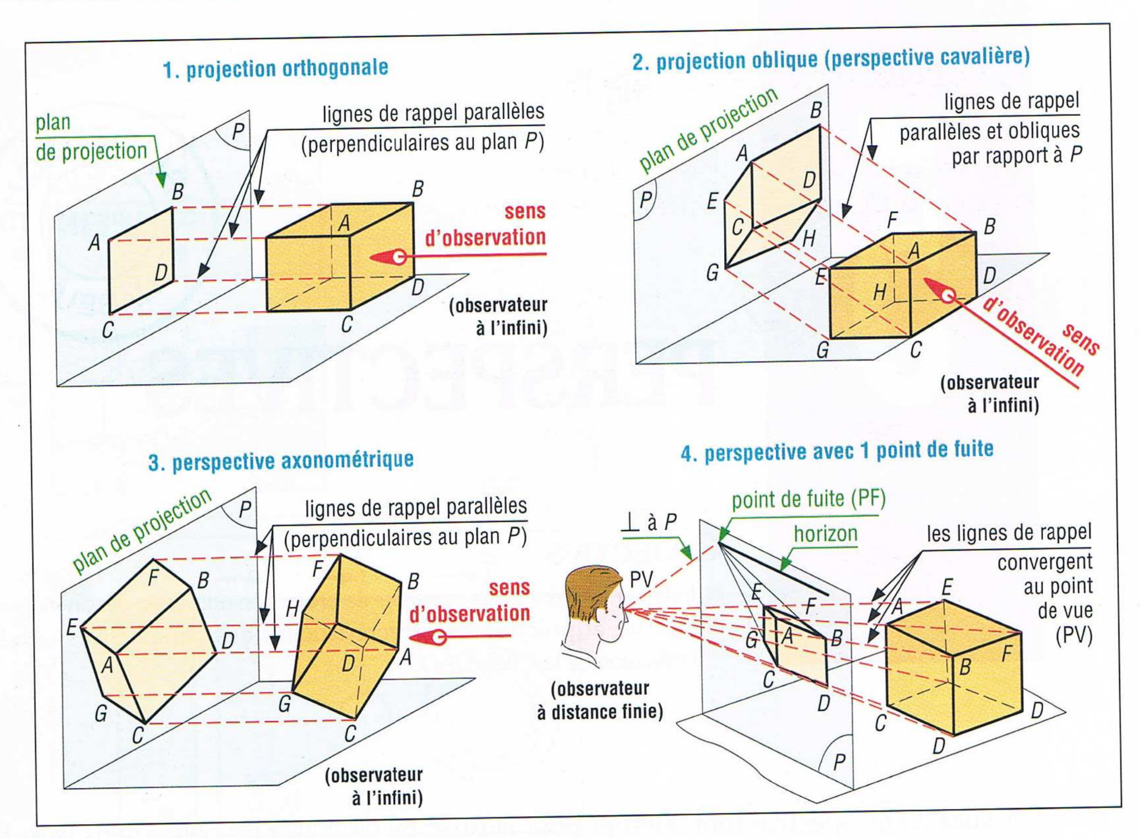
Applications : publicité, illustrations de catalogues (ventes, pièces détachées...), vues complémentaires à des projections orthogonales, implantations d'usines, « images » de présentation pour juger des objets en cours de création, etc.

I - Principaux systèmes de projection

En dessin industriel, la représentation des objets repose sur le système des projections. Les contours et les arêtes d'un objet vus par un observateur sont projetés et dessinés dans un plan appelé plan de projection (*P*). Ce plan peut être matérialisé par une feuille de dessin ou par la surface d'un écran.

Principaux types de projection

– Projection orthogonale (sert de base à la représentation par vues multiples et ne donne pas de vue en perspective).
– Projection oblique (cavalière...).
– Projections axonométriques (isométrique...).
– Projections avec point de fuite.



1. Les quatre types de projection.

Remarques :

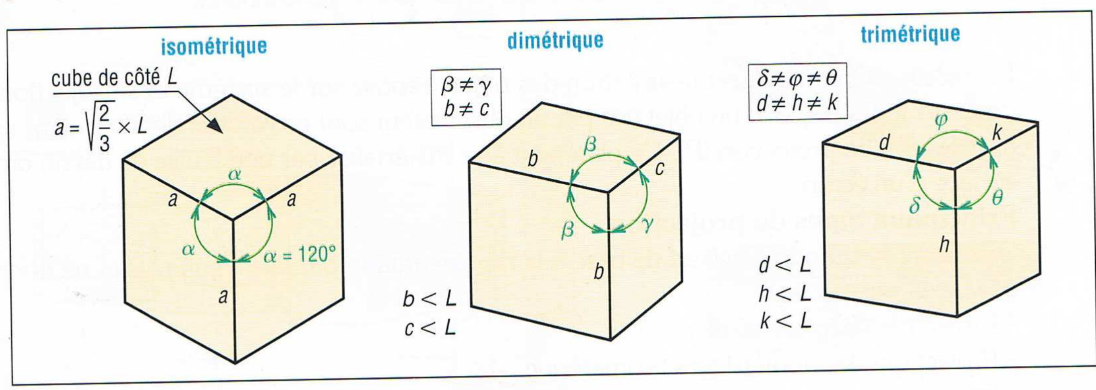
– Les projections 2, 3 et 4 donnent des vues en perspective montrant en même temps plusieurs faces du même objet. En général, les faces ne se projettent pas en vraie grandeur et les angles entre arêtes peuvent devenir plus petits ou plus grands (que la réalité) selon la position de l'observateur.

– Dans les cas 1, 2 et 3 l'observateur est supposé situé à l'infini, suffisamment loin pour que toutes les lignes de rappel soient parallèles entre elles. Les lignes de rappel des cas 1 et 3 sont perpendiculaires au plan de projection (*P*).

– Dans le cas 4 avec point de fuite (PF), l'observateur est à distance finie. Les lignes de rappel convergent toutes vers un même point, l'œil de l'observateur, encore appelé point de vue (PV). Le segment PV-PF est perpendiculaire au plan de projection.

II - Perspectives axonométriques

Elles se divisent en trois cas : les perspectives isométriques, les perspectives dimétriques et les perspectives trimétriques.



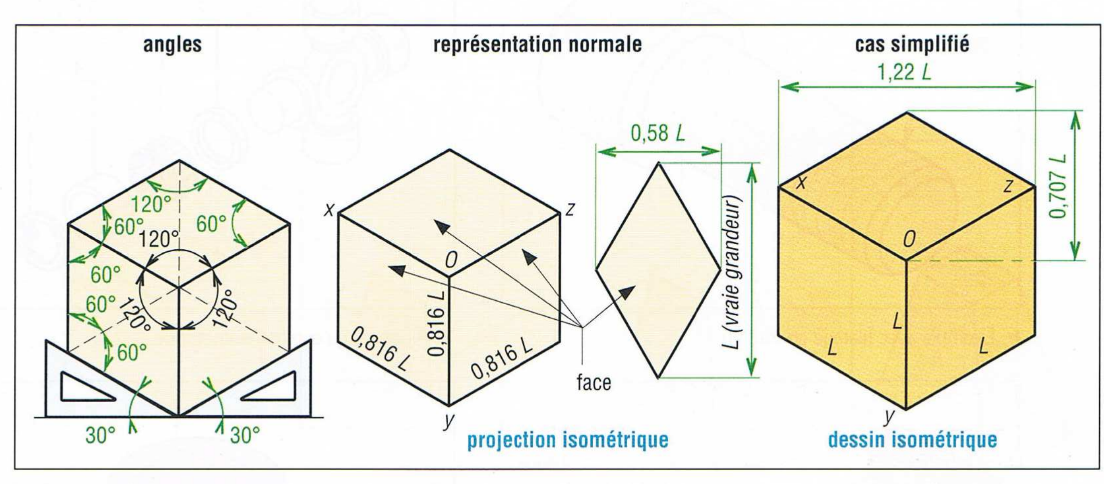
2. Différents cas de perspectives axonométriques (d'un cube de côté *L*).

1. Perspectives isométriques

Des trois, elles sont les plus faciles à mettre en œuvre. De ce fait, elles sont assez souvent utilisées. Les applications sont multiples et variées. De nombreux logiciels CAO/DAO possèdent des commandes spécifiques à ce type de perspectives.

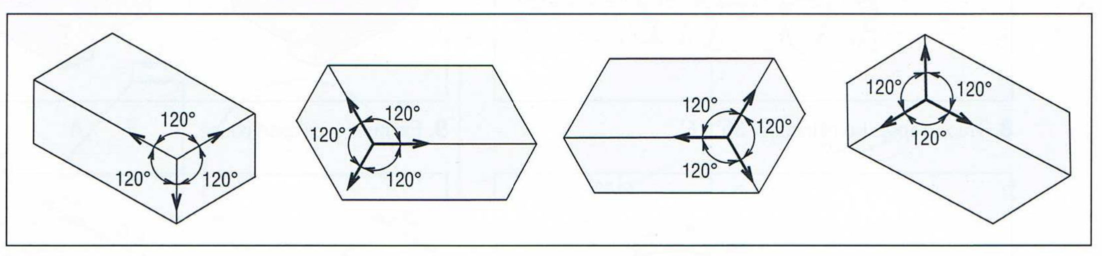
a) Caractéristiques

Conséquence de la projection, toutes les dimensions parallèles aux axes isométriques [Ox, Oy, Oz] sont multipliées par 0,82 (≈ 80% de la dimension initiale L). En pratique trois échelles [0,82 ; 0,58 ; 1] sont nécessaires pour exécuter tous les tracés (angles et dimensions).



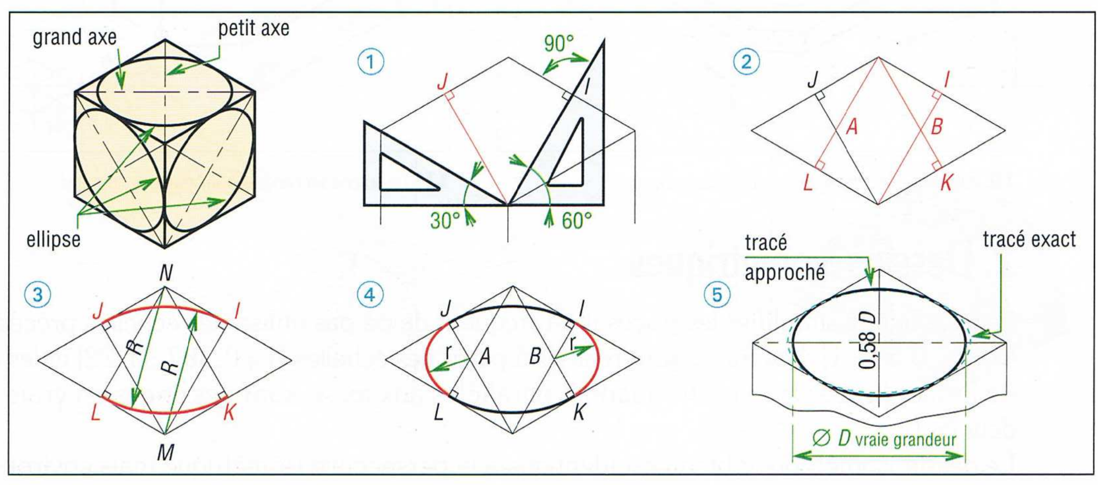
3. Caractéristiques des perspectives isométriques (L = longueur réelle de l'arête).

Les axes isométriques sont à 120° les uns des autres. L'orientation de départ devra être choisie au mieux pour décrire l'objet dans sa position naturelle. Pour certains objets de grande longueur, l'un des axes peut être choisi horizontal.



4. Positions possibles des axes isométriques.

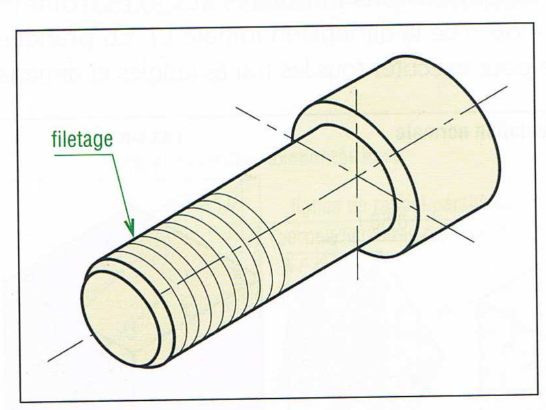
Les cercles (trous et cylindres) apparaissent en projection suivant des ellipses. Leurs propriétés sont décrites au paragraphe 5.



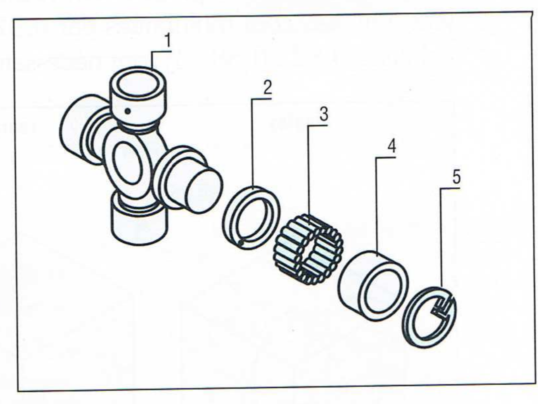
5. Ellipses isométriques : tracé approché.

b) Remarques et suggestions

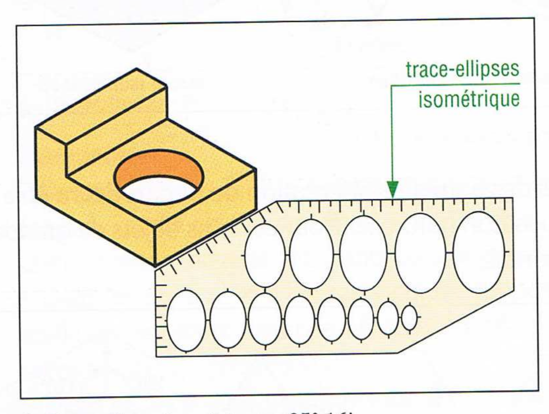
– Les traits interrompus courts sont utilisables pour décrire les parties cachées.
– Les filetages peuvent être représentés par des arcs d'ellipses en traits fins.
– Les coupes et demi-coupes sont possibles pour faire apparaître l'intérieur des objets.
– Pour plus de clarté en cotation, on trace de préférence les lignes cotes et écritures suivant les directions isométriques.
– Les canevas préimprimés permettent de faire plus rapidement les tracés en dessin manuel.



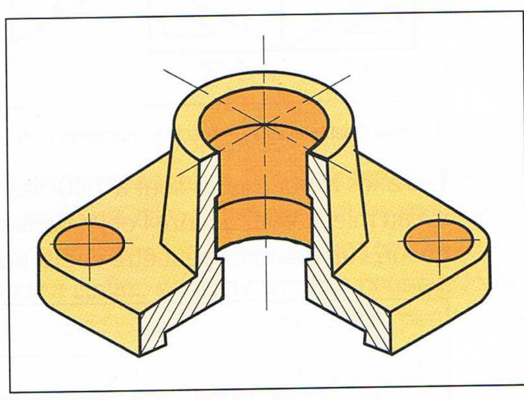
6. Exemple avec filetage en trait fin.



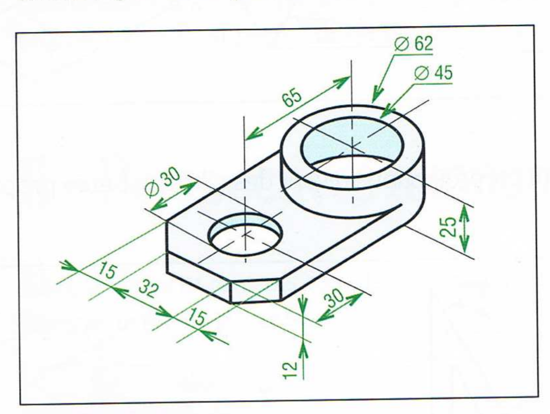
7. Assemblage explosé isométrique.



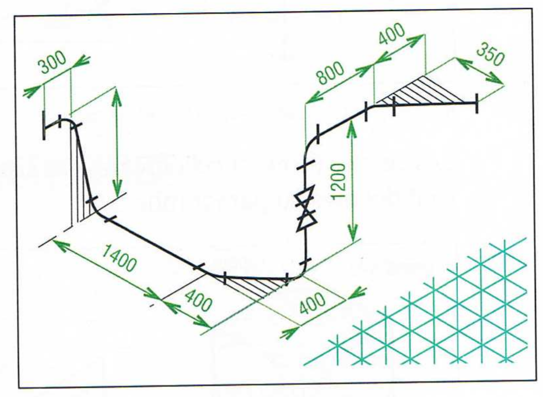
8. Trace-ellipses isométriques : 35° 16'.



9. Exemple avec quart coupé.



10. Exemple de cotation (parallèles aux axes).

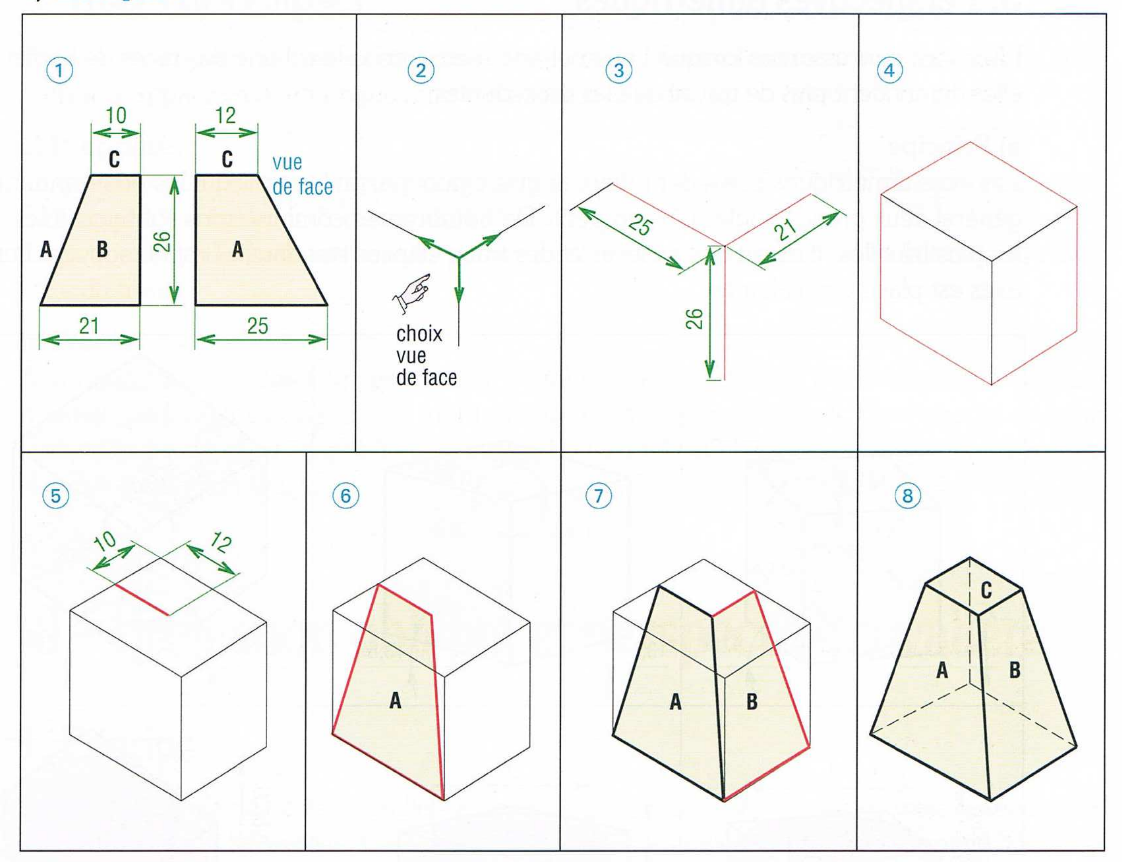


11. Tuyauterie sur canevas isométrique préimprimé.

2. Dessins isométriques

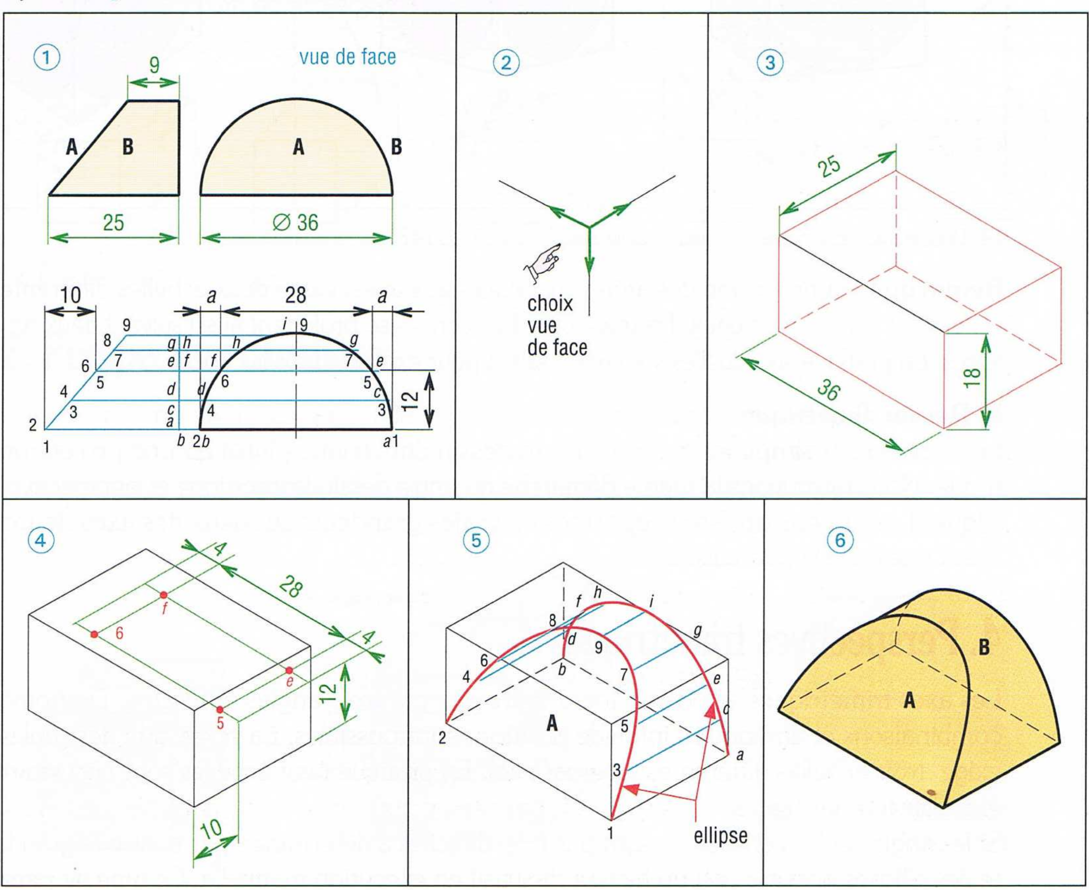
Dans le but de simplifier les tracés il est fréquent de ne pas utiliser les échelles précédentes [0,82 ; 0,58 ; 1]. Les tracés sont réalisés à partir des échelles [1 ; 0,707 ; 1,22] et les arêtes de l'objet (tracés les plus fréquents), parallèles aux axes, sont dessinées en vraie grandeur (× 1).
Le dessin isométrique obtenu est identique à la perspective isométrique mais environ 25 % plus grand. Les propriétés et remarques précédentes sont conservées.

a) Exemple 1



12. Étapes de construction du dessin isométrique d'un objet prismatique.

b) Exemple 2

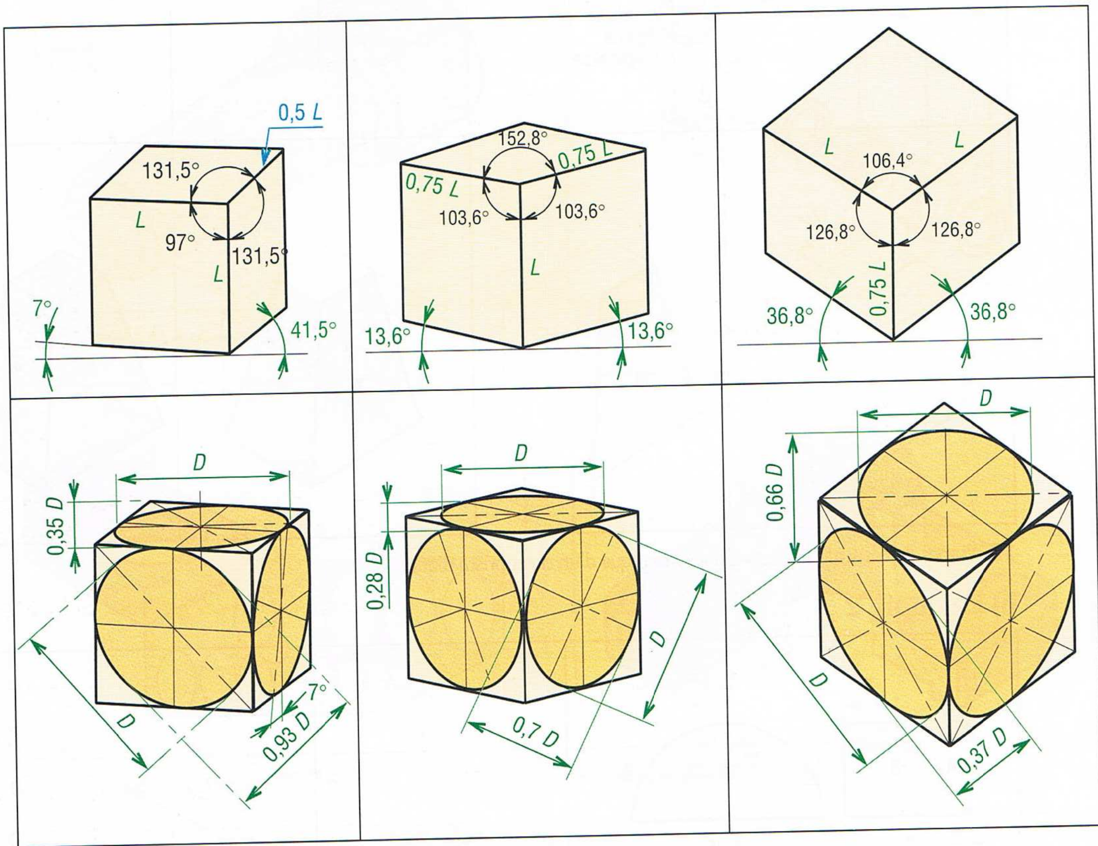


13. Étapes de construction du dessin isométrique d'un objet cylindrique.

3. Perspectives dimétriques

Elles sont intéressantes lorsque l'on souhaite mettre en valeur l'une des faces de l'objet mais elles demandent plus de travail que les précédentes.

a) Principe
Les axes dimétriques possèdent deux angles égaux parmi les trois qui les positionnent : en général deux grands angles plus un petit. De nombreuses combinaisons sont possibles. Pour les plus usuelles, il existe des canevas et des trace-ellipses standards. Le plus souvent l'un des axes est placé verticalement.



14. Perspectives dimétriques : cas usuels. Celle avec 7° et 41,5 ° (ou 42°) est recommandée par l'ISO.

Remarque : la projection des arêtes, parallèles aux axes, exige deux échelles différentes ; une échelle est commune à deux des trois axes. Les cercles se projettent aussi suivant deux types d'ellipses. En pratique six échelles sont nécessaires pour exécuter tous les tracés.

b) Dessin dimétrique
Les tracés sont simplifiés si on utilise un dessin dimétrique plutôt qu'une projection dimétrique. Nous retrouvons la même démarche qu'entre dessin isométrique et perspective isométrique. Les dimensions sont reportées en vraies grandeurs sur deux des axes, le troisième ayant une échelle particulière.

4. Perspectives trimétriques

Les axes trimétriques se positionnent entre eux par trois angles différents. De nombreuses combinaisons et un nombre infini de positions sont possibles. La projection des seules arêtes exige trois échelles différentes (une par axe). En pratique neuf échelles sont nécessaires pour exécuter tous les tracés.
Si les angles et les échelles ne sont pas trop difficiles à déterminer, par contre la grande variété des ellipses possibles est un facteur dissuasif en exécution manuelle. Ce type de perspective est plus facile à envisager en CAO/DAO 3D.

5. Tracés des ellipses

Pour toutes les perspectives précédentes, les cercles (cylindres ou trous) non observés en vraie grandeur apparaissent en projection sous forme d'ellipses.

a) Propriétés

Le grand axe de l'ellipse est toujours perpendiculaire à l'axe de révolution du cylindre ou trou. Sa longueur est égale au diamètre réel « *Ø D* » du trou.

Le petit axe de l'ellipse est toujours perpendiculaire au grand axe et de ce fait coïncide avec l'axe du trou.

b) Tracés

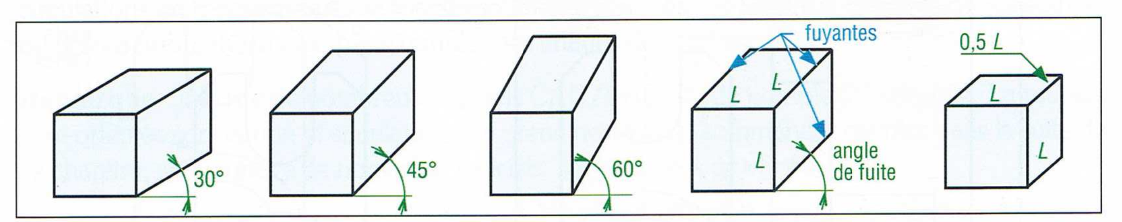
À la main, le tracé des ellipses peut être réalisé point par point (voir chapitre 1 : dessin manuel, généralités.) ou par une méthode approchée (paragraphe II.1) ou encore avec un trace-ellipses standard adapté (le plus facile). En CAO/DAO les logiciels possèdent des commandes spécifiques (Ellipse…).

III - Projection oblique et perspective cavalière

1. Principe

La face principale de l'objet, parallèle au plan de projection, est projetée en vraie grandeur, les autres faces sont déformées. Les lignes de projection, parallèles entre elles, sont inclinées ou obliques par rapport au plan de projection (*P*).

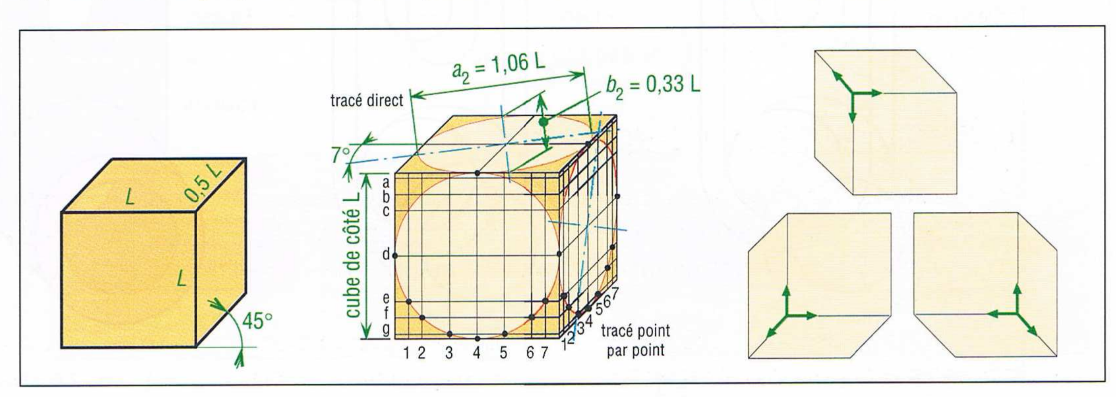
Suivant le point d'observation choisi, l'angle de fuite et la longueur des fuyantes (arêtes perpendiculaires au plan de projection sont variables).



15. Principe de la projection oblique.

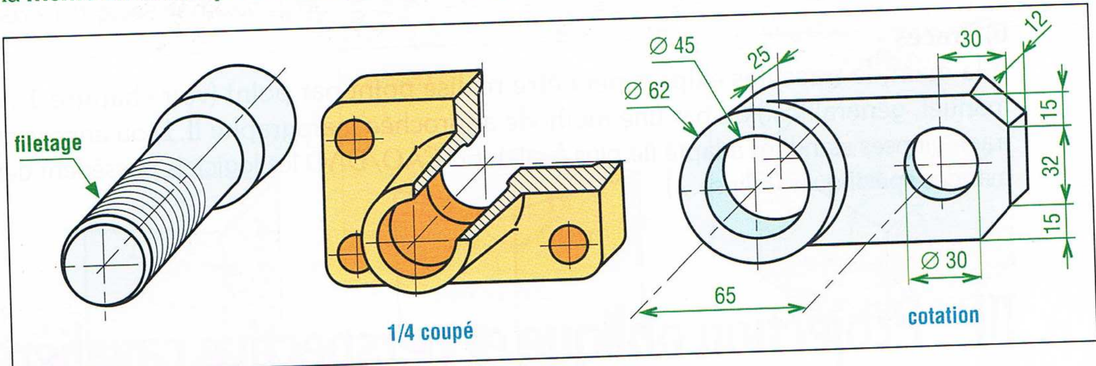
2. Perspective cavalière

Datant de l'époque médiévale, elle est la plus ancienne de toutes les perspectives et la plus facile à mettre en œuvre. Avec un angle de fuite à 45° et des fuyantes en demi-grandeur (0,5 *L*), c'est la projection oblique qui donne le meilleur effet de perspective.



16. Perspective cavalière. b_2 (petit axe ellipse) est perpendiculaire à a_2 (grand axe).

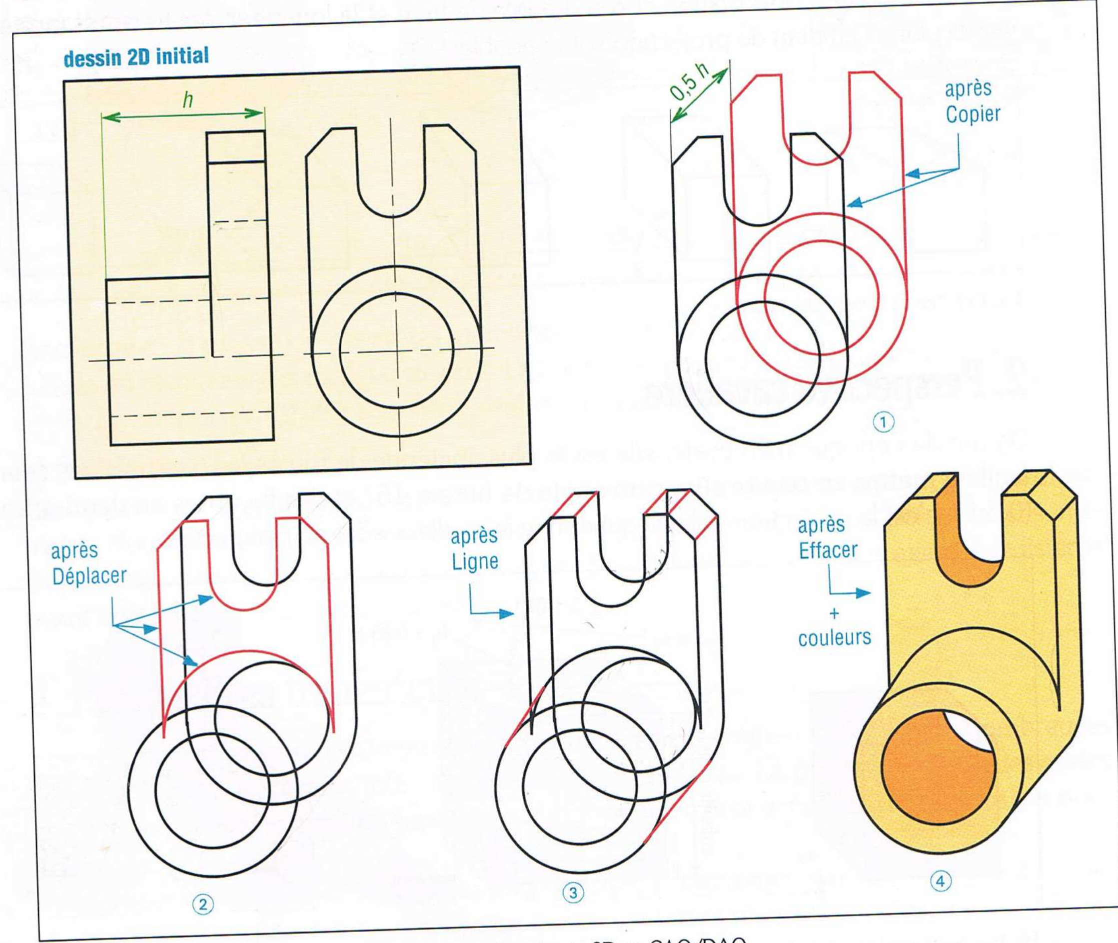
Remarques :
– Afin de simplifier les tracés, il faut placer les faces les plus complexes de l'objet (formes cylindriques...) parallèles au plan de projection (dessin en vraie grandeur plus facile, pas de déformation, pas d'ellipses...).
Si le tracé des ellipses est inévitable, plusieurs méthodes sont utilisables : construction point par point (quadrillage...), trace-ellipses...
– Les coupes et demi-coupes sont possibles. Les filetages peuvent être dessinés par des cercles (ellipses) en traits fins. En cas de cotation placer de préférence les lignes-cotes et les écritures dans la même direction que les axes principaux (fuyantes...) de la perspective.



17. Exemple de filetage, 1/4 coupé et cotation en perspective cavalière.

3. Perspective cavalière et CAO/DAO 2D

En CAO/DAO, une perspective cavalière peut facilement être construite à partir d'une vue 2D connue en utilisant les commandes du type Copier, Déplacer, Effacer, Lignes...



18. Construction d'une perspective cavalière à partir d'un dessin 2D en CAO/DAO.

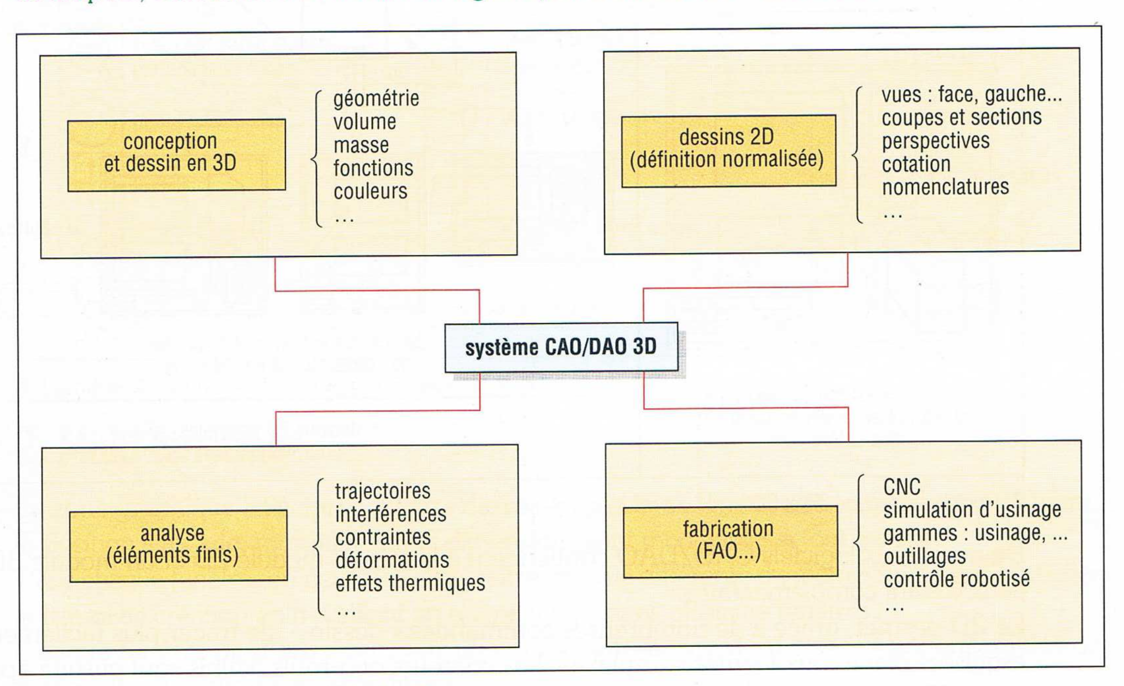
6 LOGICIELS CAO/DAO - 3D

Objectifs

- Comparer la CAO/DAO 2D et la CAO/DAO 3D.
- Décrire les possibilités d'affichage des logiciels 3D.
- Développer les modes de création des objets 3D : esquisse, arbre de création, fonctions de création, mode assemblage…
- Donner des éléments sur la fonction « Mise en page ».

En CAO/DAO -3D un objet est défini et mémorisé (banque de données) dans les trois dimensions de l'espace (x, y, z) et peut, selon le choix de l'utilisateur, apparaître à l'écran en perspective ou en vue plane (projection orthogonale).
Le 3D est avantageux pour concevoir des objets ou des implantations complexes (architecture, usines, etc.). Il permet de prévoir des jeux et des interférences entre composants, faire des simulations de mouvements, de fonctionnement, faire des calculs, faire des tests de résistance, de déformation, thermique par exemple, des images de synthèse…

Remarque : il existe de nombreux logiciels CAO/DAO 3D de complexité variable. La plupart sont orientés conception et simulation. Un grand nombre de commandes décrites dans la suite de ce chapitre, communes à de nombreux logiciels, sont extraites de « Solidworks ».



1. Principales applications de la CAO/DAO -3D.

I - Comparaison entre CAO/DAO -3D et CAO/DAO -2D

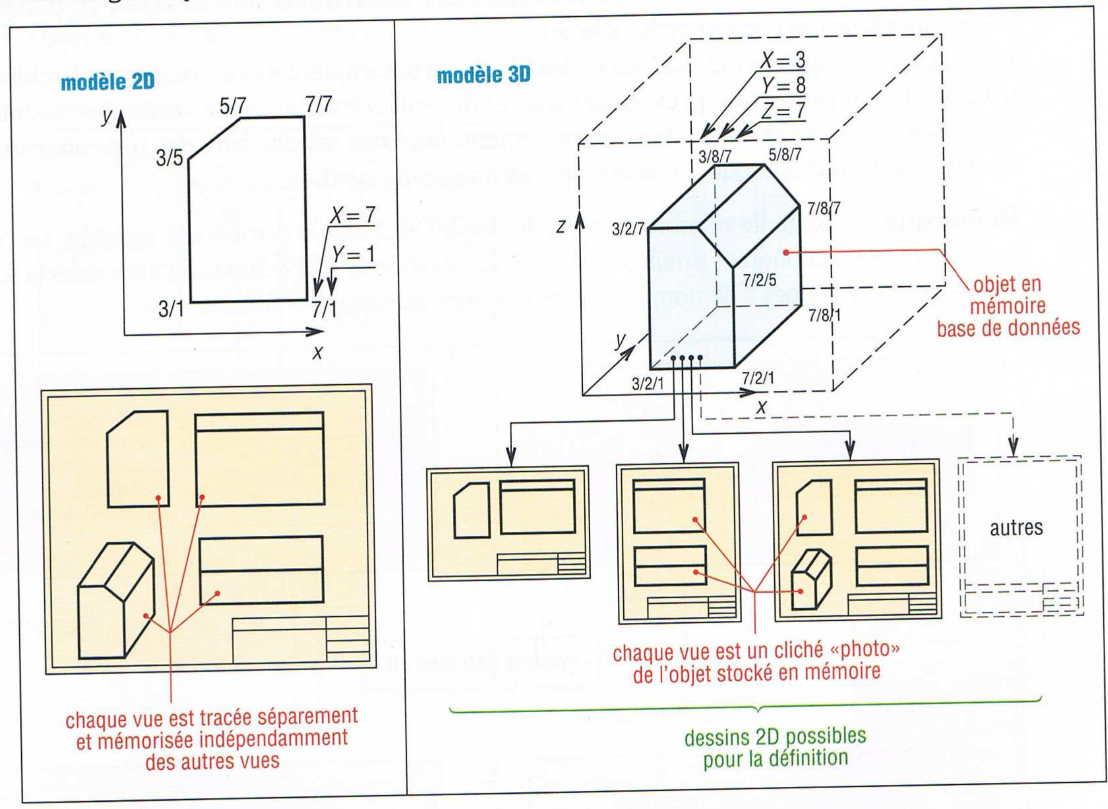
1. CAO/DAO -2D

Contrairement aux 3D, les logiciels 2D ne peuvent pas construire ou générer automatiquement une vue supplémentaire à celles déjà affichées à l'écran. Chaque vue doit être créée individuellement et le système n'établit aucune relation ou lien entre les différentes vues tracées.
Les systèmes 2D ne reconnaissent uniquement que des formes définies par des points, lignes et courbes contenues dans un même plan.

Remarque : plus faciles à mettre en œuvre, les 2D sont plus orientés dessin pur avec création de vues ou images planes diverses (vues ISO, schémas, BD...) souvent destinées à l'impression papier. Ils suffisent à de nombreuses applications graphiques usuelles.

2. CAO/DAO -3D

Une fois un objet 3D mis en mémoire (base de données), celui-ci peut être manipulé, tourné, translaté, agrandi, modifié. Toute vue dessinée à l'écran doit être considérée comme une image choisie parmi beaucoup d'autres possibles. Cette vue n'est pas figée comme en 2D et il est possible de la changer à tout moment.
Les 3D, plus difficiles à mettre en œuvre, sont plutôt orientés conception/simulation que dessin. Leur usage est plus informatique et « écran », avec notamment les animations.



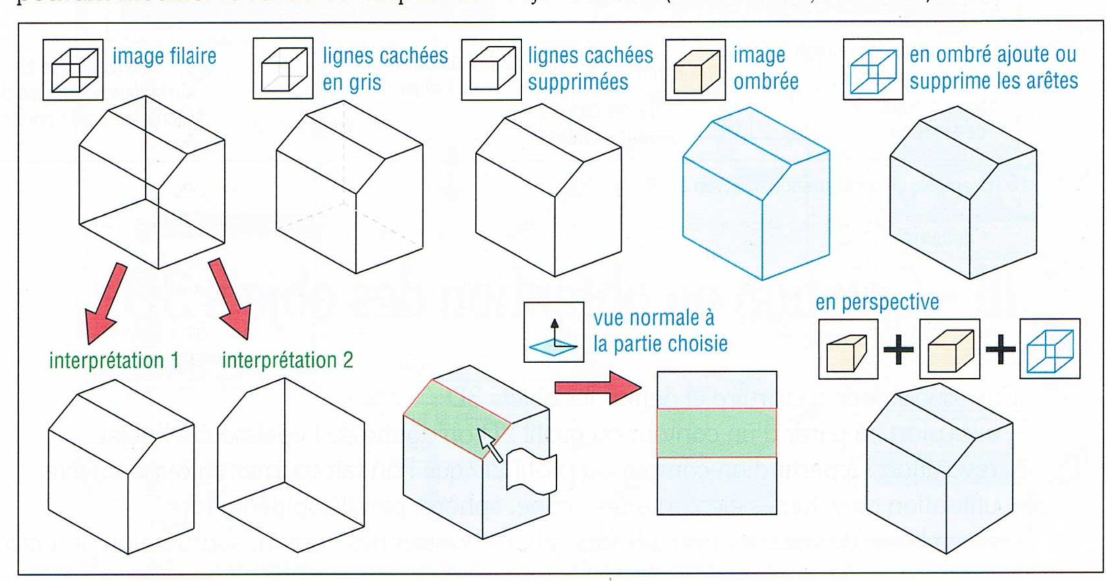
2. Comparaison entre 2D et 3D.

De nombreux logiciels CAO/DAO contiennent à la fois un module 2D et un module 3D, les deux y étant complémentaires.
Le 2D permet, grâce à de nombreuses commandes « dessin », de tracer plus facilement les esquisses planes aux formes complexes. Les contours ou profils définis sont ensuite appelés par le 3D pour construire ou générer les volumes (extrusion, révolution...).

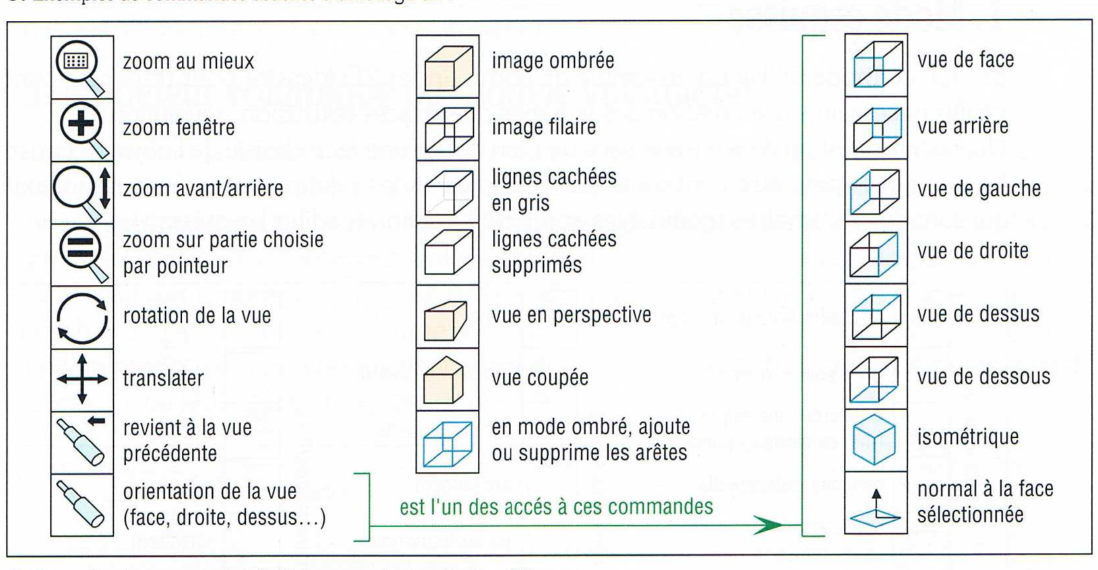
II - Affichage, visualisation à l'écran

1. Principales commandes

Les commandes d'affichages des logiciels 2D sont essentiellement liées à la fonction Zoom (fenêtre, total...). Les 3D proposent deux autres familles pour visualiser les objets.
L'utilisateur dispose d'abord d'une série de commandes permettant de modifier facilement le point de vue de l'objet, soit par rotation autour d'un point central, soit par choix direct d'une vue particulière (face, droite, dessus, isométrique...).
Une fois le point d'observation choisi, l'utilisateur dispose en plus d'une série de commandes pouvant modifier le rendu ou l'aspect de l'objet observé (mode filaire, ombré...).



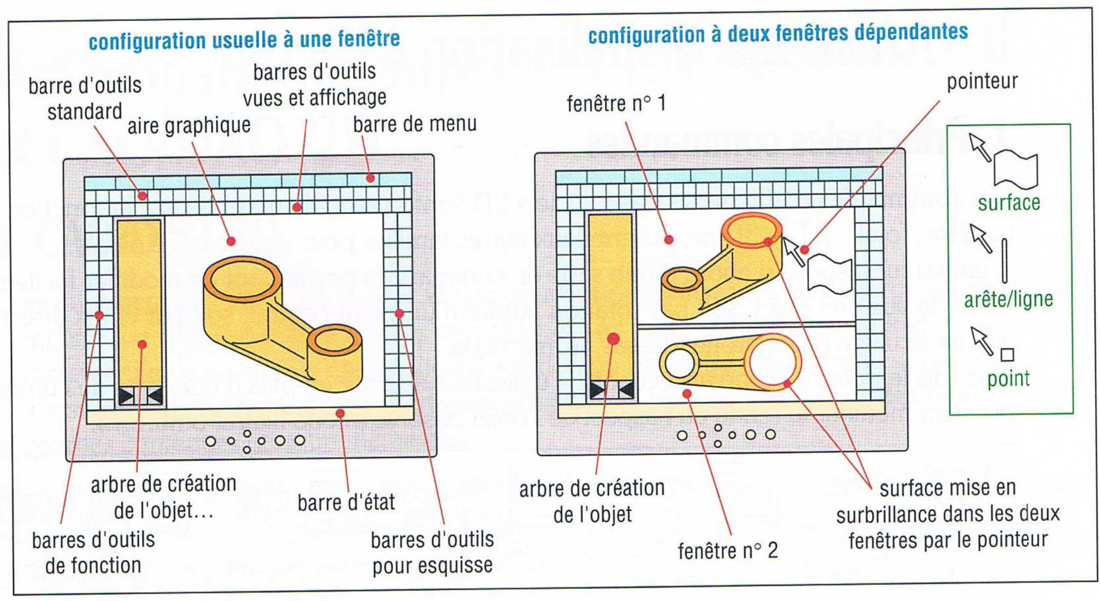
3. Exemples de commandes usuelles d'affichage 3D.



4. Exemples de commandes d'affichage ou de visualisation 3D.

2. Multi-fenêtrage

La zone graphique à l'écran peut être divisée en plusieurs fenêtres de travail dont le nombre, la position (cascade, mosaïque) et les dimensions sont modifiables à tout instant.
Dans chaque fenêtre, on peut faire apparaître une vue différente du même objet pour simplifier le travail de création en travaillant en même temps dans plusieurs fenêtres.
Chaque fenêtre peut aussi recevoir un composant différent ou divers sous-ensembles de pièces afin de réaliser des assemblages ou des ensembles complexes.



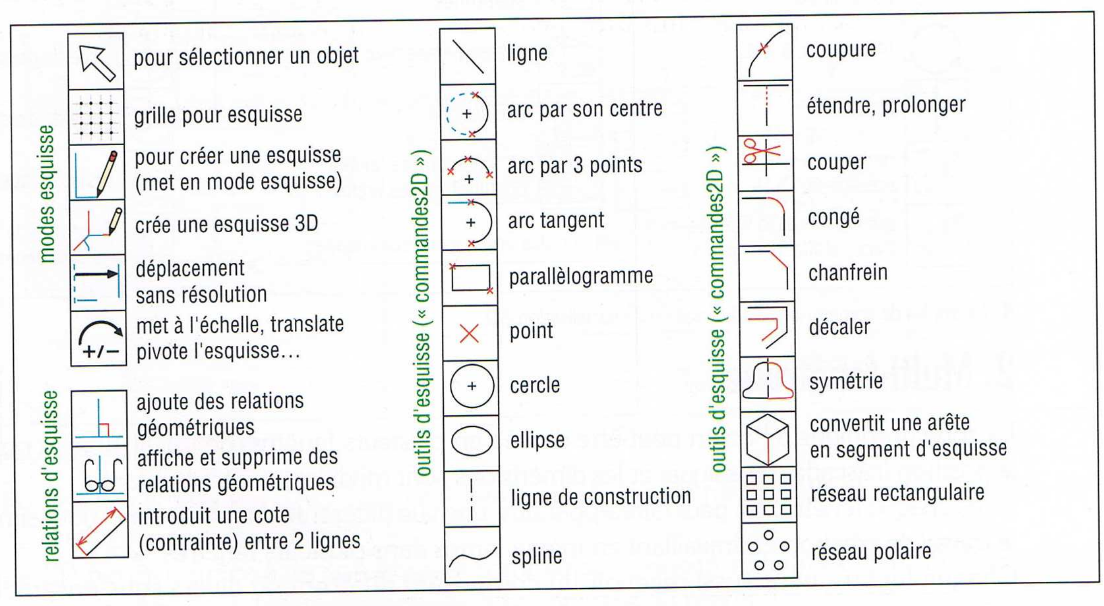
5. Exemples de configurations d'écran en 3D.

III - Création ou obtention des objets 3D

Cas usuels pour construire et définir les objets 3D :
- extrusion : à partir d'un contour ou profil 2D on donne de l'épaisseur à l'objet.
- révolution : à partir d'un contour ou profil 2D que l'on fait tourner autour d'un axe.
- utilisation de volumes élémentaires : cône, sphère, parallélépipède, tore…
- assemblage de volumes primitifs (opérations booléennes : union, soustraction, intersection).

1. Mode esquisse

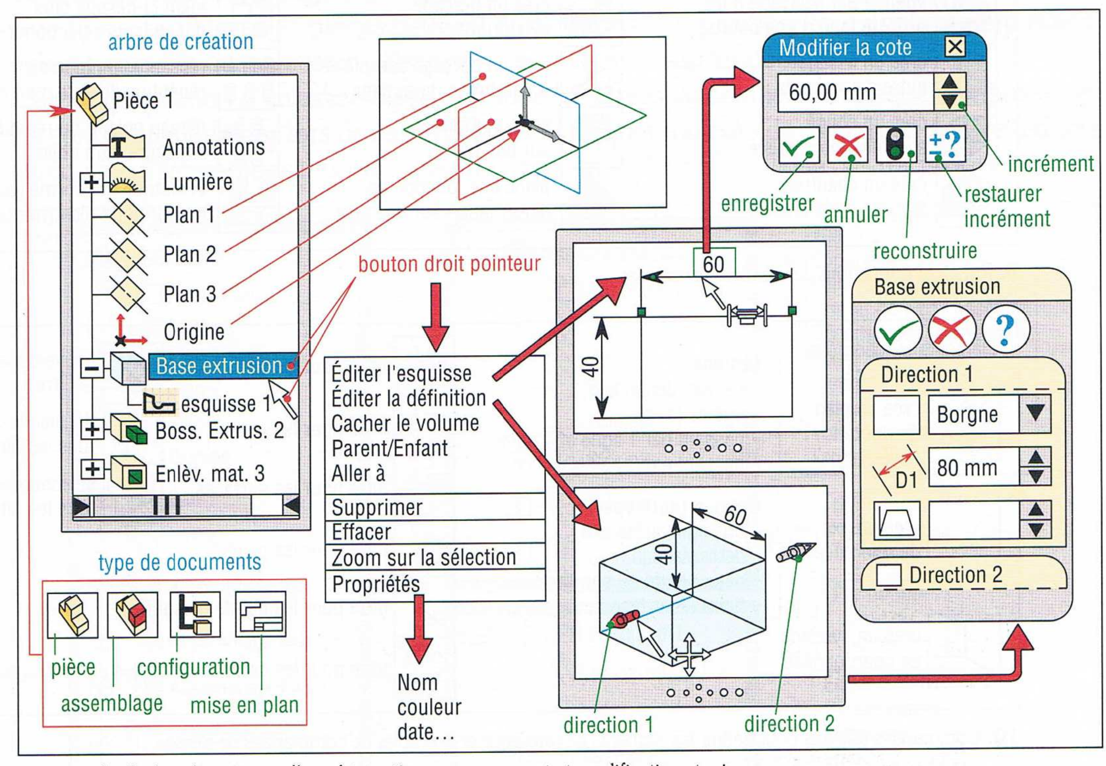
En 3D, ce mode utilise un ensemble de commandes 2D (dessin) pour tracer les contours et profils nécessaires à la création des volumes ou surfaces (extrusion, révolution…).
Une esquisse est un dessin tracé dans un plan ou sur une face choisie de l'objet en construction.
La géométrie peut être contrainte par des cotes et des relations géométriques (coaxialité…), qui sont des paramètres modifiables après construction (« éditer l'esquisse »).



6. Mode esquisse et commandes 2D correspondantes.

2. Arbre de création

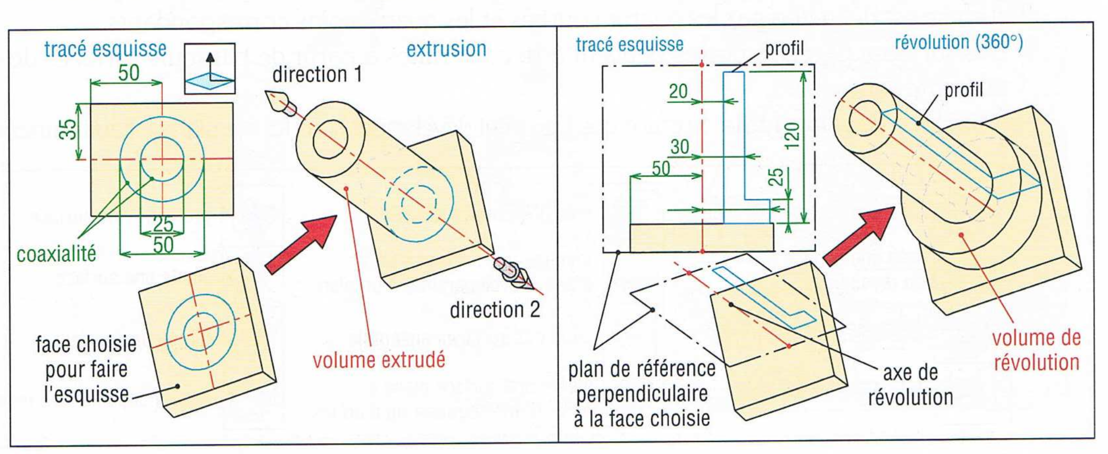
Il décrit toutes les étapes du processus d'élaboration d'une pièce ou d'un assemblage avec l'ensemble des esquisses correspondantes, fonctions de création, cotes, relations géométriques et contraintes imposées lors de la construction.
Interactif, il permet, si besoin, de modifier les paramètres précédents (Éditer l'esquisse ; Éditer la définition ; propriétés…) et reconstruire l'objet avec de nouvelles valeurs.



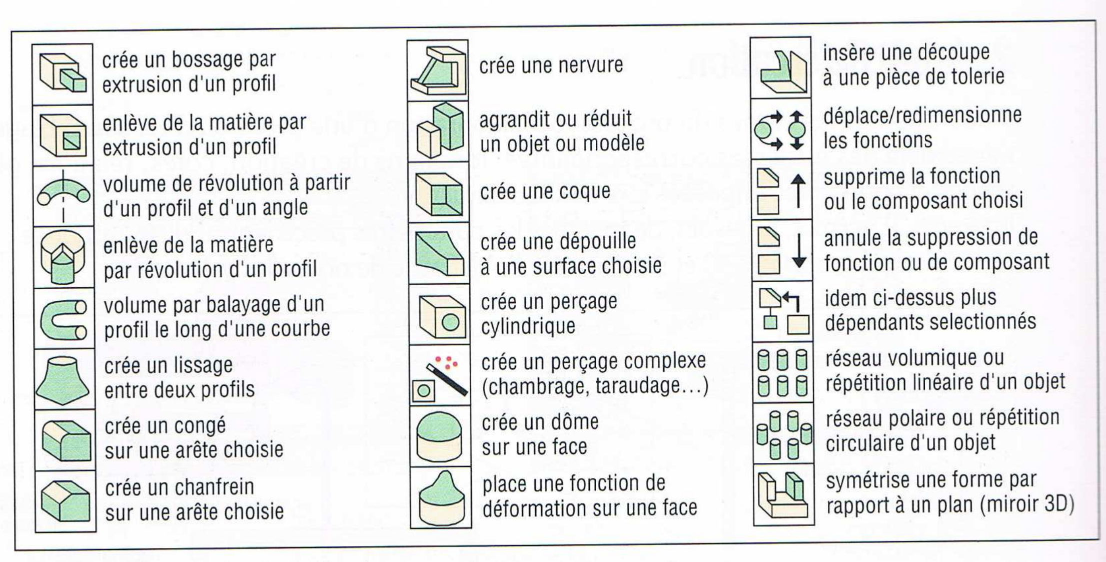
7. Exemple d'arbre de création d'un objet, pièce ou composant et modifications typiques.

3. Modeleur volumique ou modèle volumique

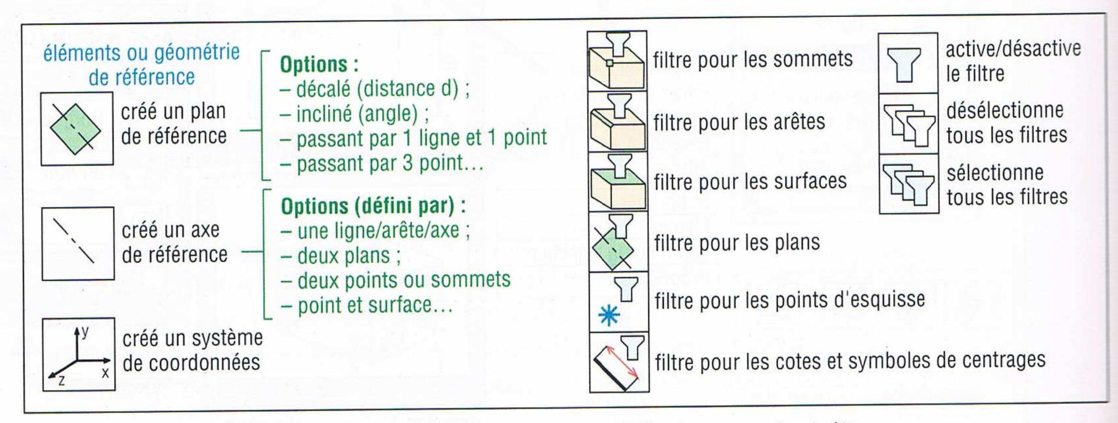
Les objets sont facilement créés par extrusion, révolution, combinaisons des primitives volumiques de base (cône, sphère…) et utilisation des opérateurs booléens (union, soustraction ou différence, intersection). Le modèle volumique définit complètement le volume de l'objet, différencie l'extérieur et l'intérieur, enlève automatiquement les parties cachées, distingue les faces, fait des ombrages, propose un grand choix de couleur… Il peut réaliser un grand nombre de calculs (masse, volume, centre de gravité, moments d'inertie…), d'analyses (contraintes…), de simulations (mécanismes en mouvement, trajectoires d'outils, interférences…), de tests et d'interfaçages divers (FAO…).



8. Principes des créations par extrusion et révolution.



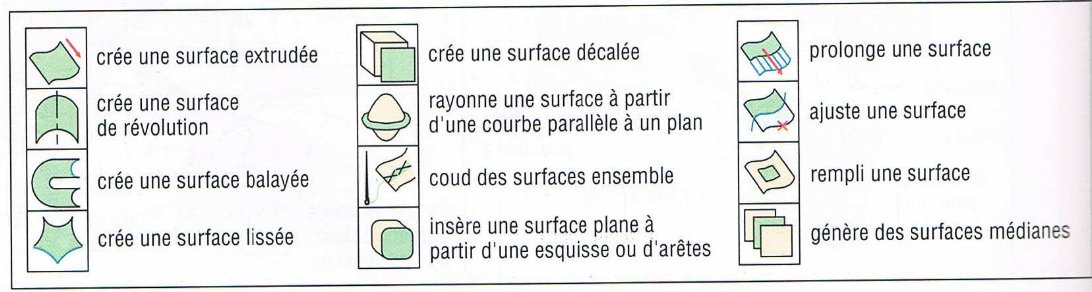
9. Principales fonctions de création de volumes.



10. Commandes utilisées pour définir les éléments de référence et exemples de commandes de filtrage.

4. Modeleur surfacique ou modèle surfacique

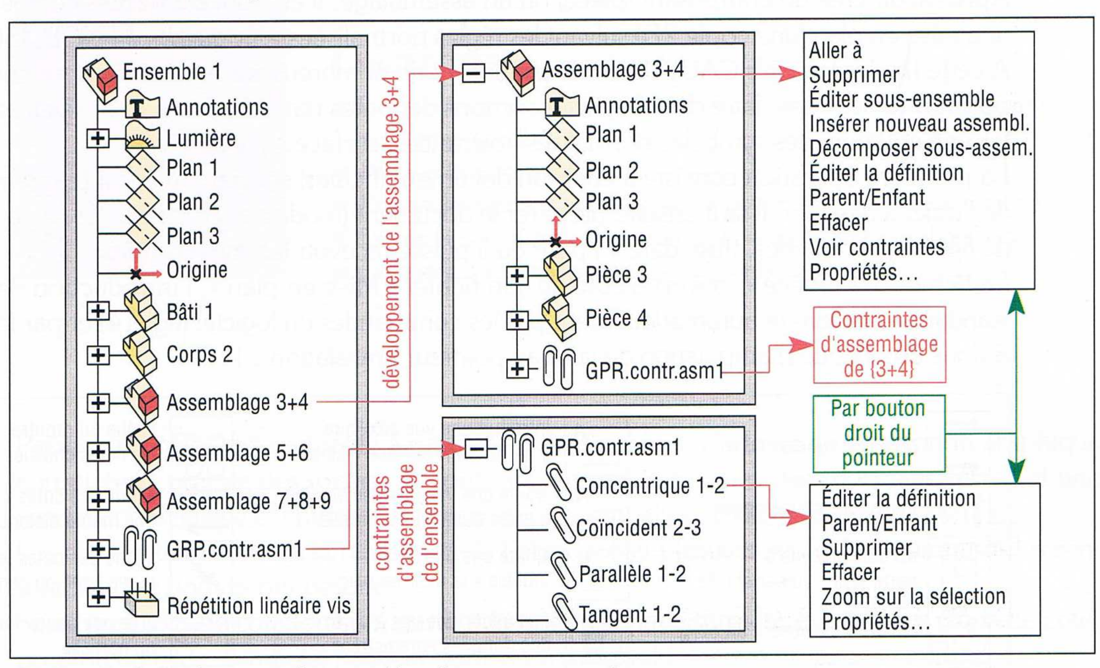
– **Surface maillée** : surface construite ou générée à partir de deux familles de courbes (tous types sans restriction) pas nécessairement parallèles et qui se croisent orthogonalement ou non.
– **Surface réglée** : surface construite ou générée par une ligne droite (sorte de règle) qui se déplace de façon donnée en prenant appui sur deux courbes choisies à préciser.
– **Surface extrudée** : basée sur le principe de l'extrusion, c'est une surface construite à partir d'un profil de départ et d'une génératrice (vecteur de direction) qui précise l'épaisseur.
– **Surface de révolution** : surface obtenue en faisant tourner un profil choisi autour d'un axe. L'angle de rotation peut être choisi entre 0 et 360°.
– **Surface de Bézier** : surface reliant quatre courbes successives de l'espace données. La surface est délimitée par les quatre courbes et les quatre coins correspondants.
Des surfaces plus complexes peuvent être construites à partir de plusieurs surfaces de Bézier tangentes entre elles.
– **Surface développable** : surface que l'on peut développer sous forme plane (chaudronnerie...).



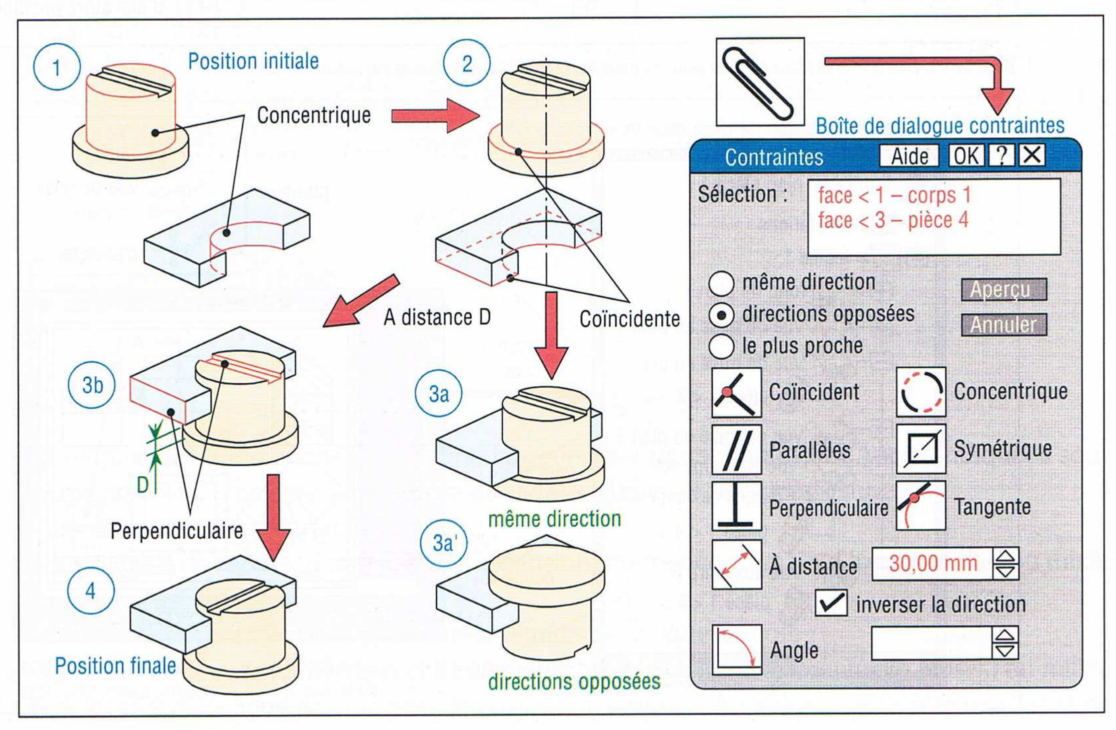
11. Exemples de commandes utilisées pour l'élaboration des surfaces.

IV - Assemblages

Après avoir créé individuellement chacun des composants d'un assemblage, la première opération consiste à les rassembler dans un même document (fichier) spécial « assemblage ».
Une fois réunis, les composants sont ensuite assemblés les uns aux autres par l'intermédiaire de contraintes d'assemblage (fig. 13) : concentricité des surfaces de liaison, coïncidence, etc.
Une fois assemblées, les pièces peuvent être « fixées » en position (tout déplacement relatif devient interdit), ou, au besoin « libérées » s'il faut à nouveau les déplacer.
L'arbre de création d'un assemblage regroupe les arbres de création de chaque composant et les contraintes utilisées lors des assemblages. Il permet toujours de revenir en arrière (éditer) afin de modifier composants ou contraintes tout en veillant à la validité des transformations.



12. Exemple d'arbre de création d'un assemblage de composants ou pièces.



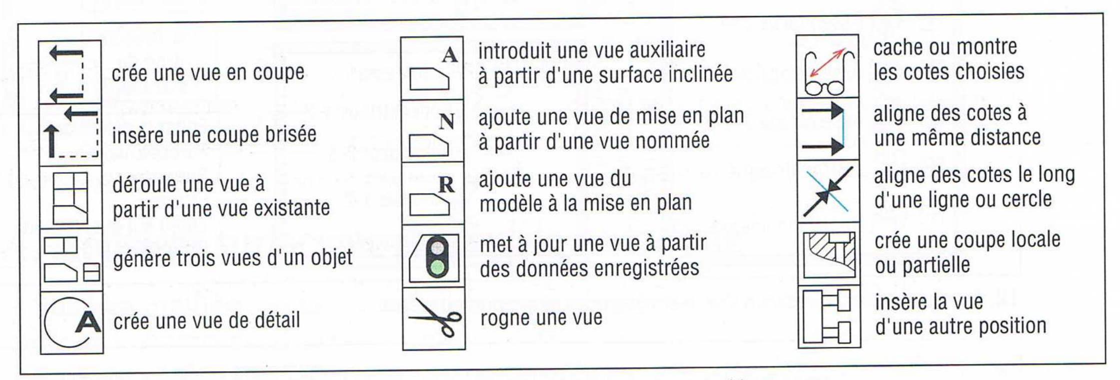
13. Exemples de contraintes utilisées pour positionner les éléments d'un assemblage ou d'une esquisse.

 cache ou montre les modèles des composants choisis	positionne 2 composants en relation l'un avec l'autre	fait pivoter un objet
rend les composants choisis supprimés ou résolus	créé des contraintes en faisant glisser et en déposant les objets	déplace le composant
éditer la pièce ou l'assemblage	attaches intelligentes	tourne le composant autour d'un axe

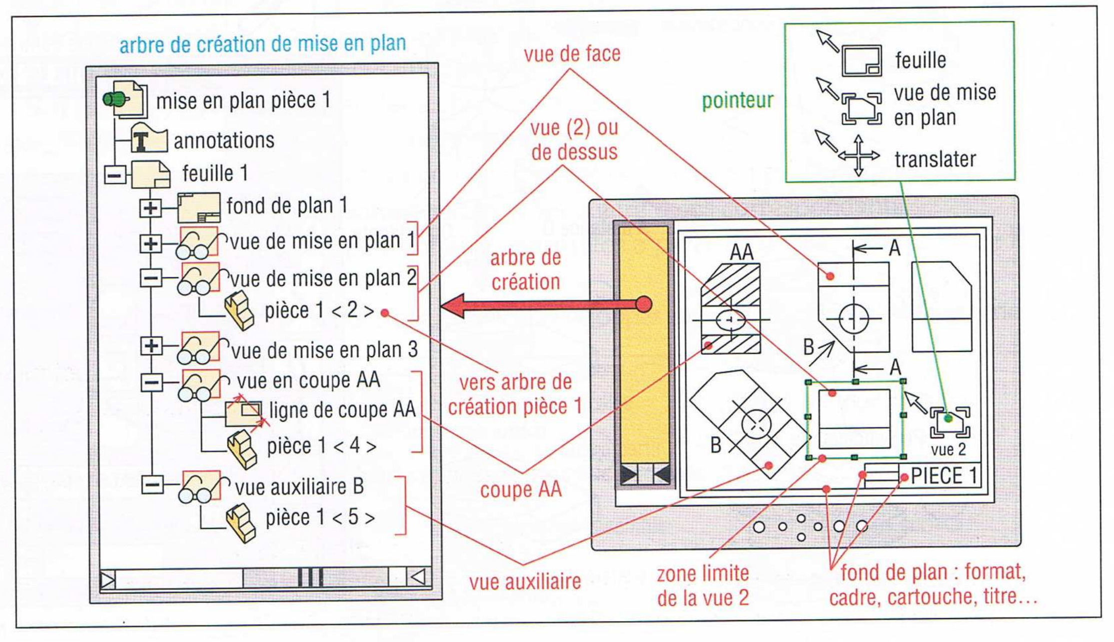
14. Exemples de commandes utilisées pour mettre en place les assemblages.

V - Mise en plan

Après avoir créé un composant (pièce) ou un assemblage, il est souvent nécessaire d'en faire une mise en plan (une copie 2D) suivant les règles normalisées en vigueur : AFNOR, ISO...
À cette fin, les logiciels CAO/DAO 3D proposent de nombreuses commandes pour choisir et positionner les vues, faire des coupes et sections de toutes natures, des vues auxiliaires, ajouter une cotation, des symboles normalisés (tolérances, surface...), etc.
La première opération consiste à créer un document (fichier) spécial « mise en plan » au nom de l'objet à dessiner. Il faut ensuite préparer le document (modèle avec format, style de textes, de flèches, cartouches, titre, date...) pour qu'il puisse recevoir les vues choisies.
Le fichier 3D « Pièce », ouvert à côté de son fichier « Mise en plan », l'introduction des vues standards est réalisée automatiquement par les commandes du logiciel (fig. 14) et par les opérations usuelles de manipulation de vues au pointeur (translation...).



15. Principales commandes utilisées pour la mise en plan des composants ou assemblages.



16. Arbre de création et mise en plan des objets.

7 COTATION PRINCIPES GÉNÉRAUX (Normes GPS)

Objectifs

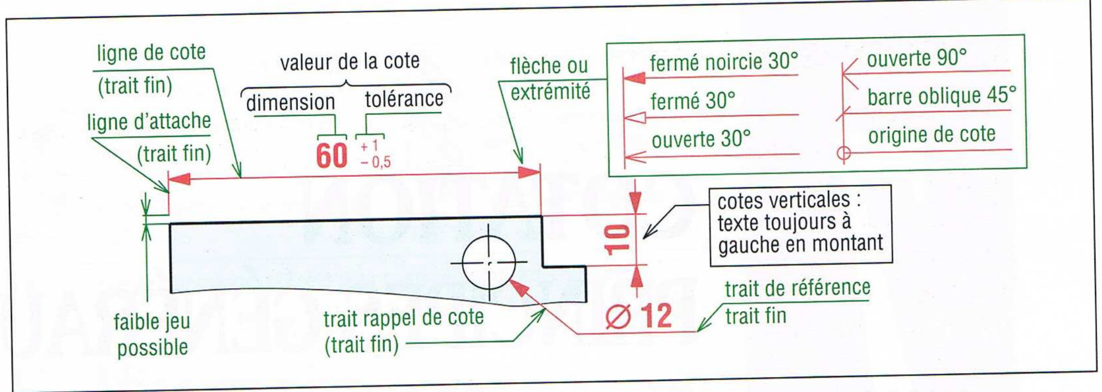
- Indiquer les principes généraux d'inscription et de disposition pour coter des formes usuelles.
- Préciser la normalisation.
- Donner les règles et des suggestions pour réussir une bonne cotation.
- Définir la notion de cotation suffisante et de cotation surabondante.
- Indiquer les automatismes apportés par la CAO/DAO.

Pour qu'un objet soit réalisable à partir d'un dessin il faut à la fois une description graphique complète et précise des formes et contours — c'est le rôle des vues normalisées — et une description détaillée et chiffrée des dimensions essentielles ; c'est le rôle de la cotation.
Les divers intervenants à la réalisation de l'objet doivent trouver sur le document tous les renseignements dont ils ont besoin.
Si les principes de cotation sont partout les mêmes, par contre les inscriptions (ligne de cote, position du texte, symbole) peuvent parfois varier sensiblement d'un pays à l'autre.
Cependant les normes restent très proches les unes des autres et le passage de l'une à l'autre se fait sans difficultés.
Remarque : les éléments et principes abordés ici sont en partie extraits de la norme NF ISO 129-1 (classement : E04-521-1) en concordance avec l'ISO 129 faisant partie des normes GPS, caractéristique « taille » (voir pages 567-568).

I - Généralités

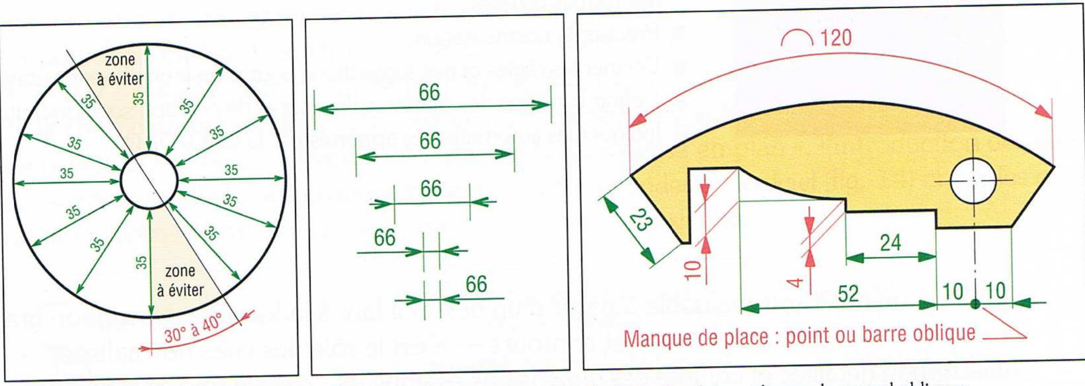
1. Cote

La plupart des dimensions (longueurs, largeurs, hauteurs, angles, etc.) sont indiquées sous forme de cotes. Une cote se compose des quatre éléments principaux suivants :
– une ligne de cote, en trait fin ;
– deux lignes de rappel, d'attache ou d'extension, en trait continu fin. Un trait d'axe, ou mixte fin, peut aussi être utilisé ;
– deux flèches ou extrémités précisant les limites de la ligne de cote ;
– la valeur de la cote (dimension chiffrée de la cote plus tolérance éventuelle plus…) au milieu et au-dessus de la ligne de cote pour les cotes horizontales. Au milieu, sur le côté gauche et de bas en haut pour les cotes verticales.



1. Principaux éléments d'une cote et extrémités possibles (la dimension indiquée est la dimension réelle de l'objet).

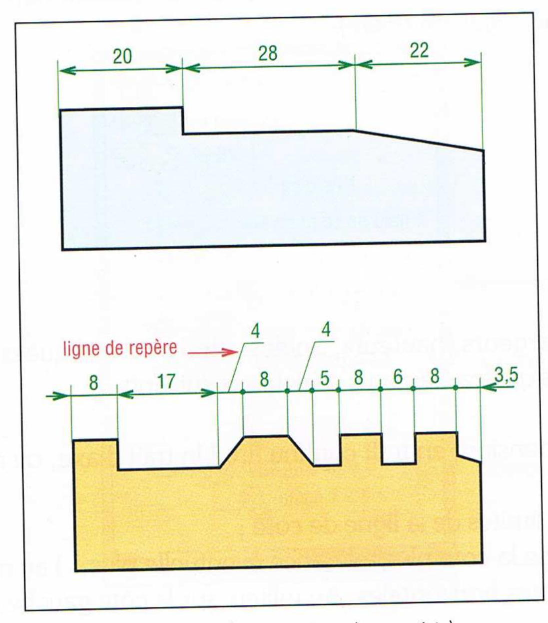
Remarque : si on manque de place, la ligne de cote peut être prolongée, les flèches inversées et le texte écrit en dehors des lignes de rappel.
En cas de difficultés, les lignes de rappel peuvent être tracées obliques, tout en restant parallèles entre elles.



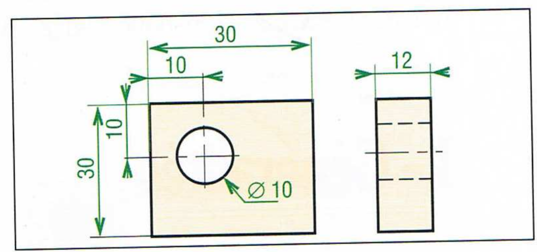
2. Dispositions à préférer. **3.** Dispositions des écritures. **4.** Cote circulaire et lignes de rappel obliques.

2. Cotation multiple

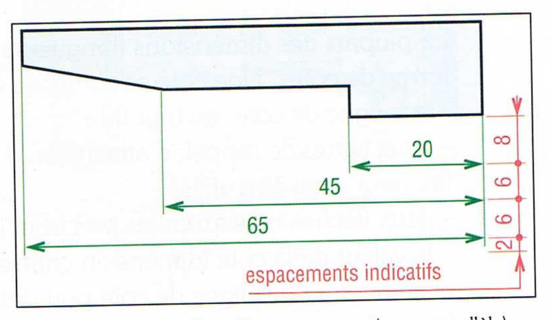
Elle peut être réalisée à partir d'une ligne commune, avec un espacement régulier entre chaque cote, ou suivant une ligne continue.
Si une cotation en continue est trop serrée, les flèches intermédiaires peuvent être remplacées par des points et les textes inscrits sur une ligne de repère.



5. Cotation suivant une ligne continue (ou en série).



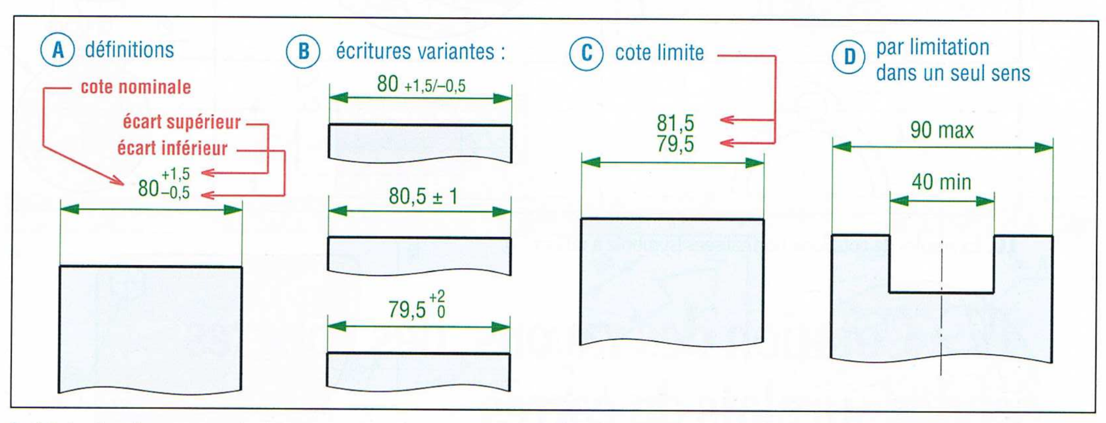
6. Exemple d'agencement de cotes.



7. Cotation à partir d'une ligne commune (ou en parallèle).

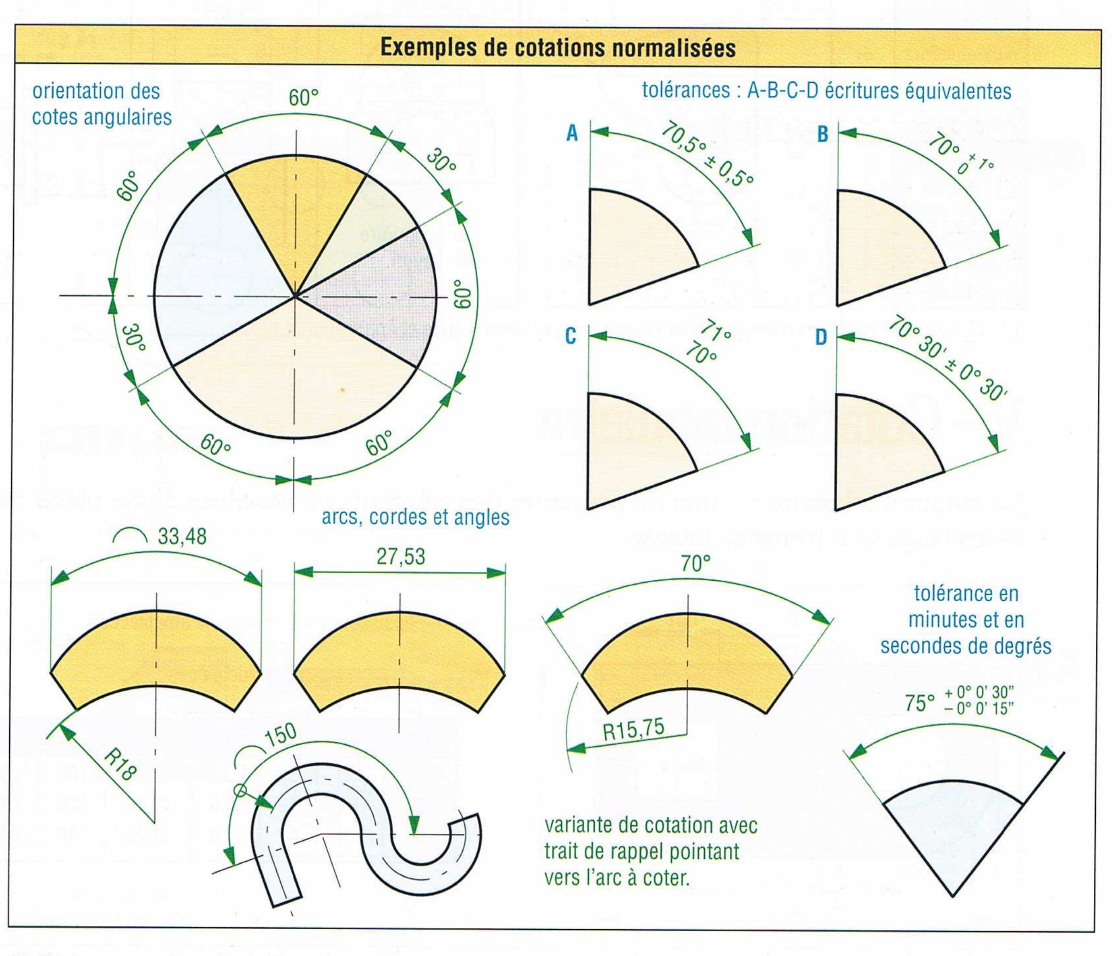
3. Écriture des tolérances

Elles doivent être inscrites sous forme chiffrées à la suite de la dimension nominale. Deux valeurs sont nécessaires, l'une doit donner la valeur maximale de la cote et l'autre la valeur minimale.
L'écriture est souvent réalisée à partir d'un écart supérieur et d'un écart inférieur (plusieurs variantes). L'utilisation des cotes limites est aussi possible **(fig. 8)**.
Si une seule limite est imposée, il est possible d'utiliser les indications mini (pour minimum) et max (pour maximum).



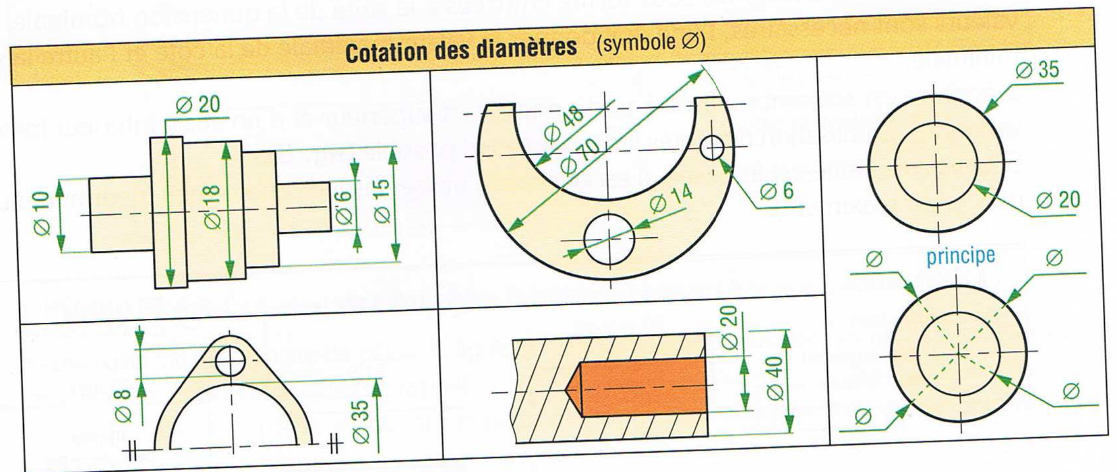
8. Méthodes d'inscription des tolérances (les cinq écritures en A, B et C sont équivalentes.

II – Cotation des angles



9. Cotation normalisée des angles, tolérances, arcs et cordes.

III - Cotation des diamètres



10. Exemples de cotations normalisées (symbole à utiliser Ø).

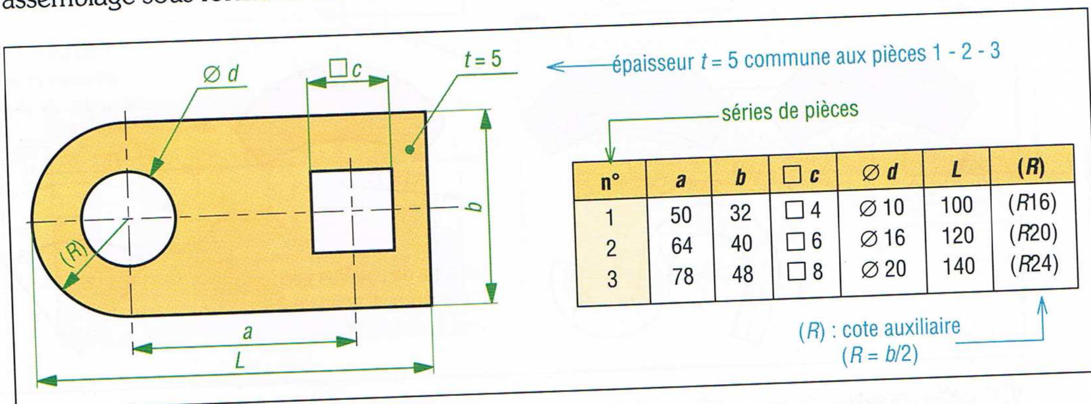
IV - Cotation des rayons, des sphères et des surplats de carrés

Élément	Arc	Rayon	Sphère	Carré	Épaisseur
symbole	⌒	*R*	*S*Ø et *SR*	□	*t* =
exemples	Voir figures 4 et 9	R6, R10, R120, R15, R50	SØ45, SR12 *S*Ø : diamètre *SR* : rayon	□35	*t* = 3

11. Cotations et symboles normalisé pour rayons, arcs, sphères, carrés et épaisseurs de pièces.

V - Cotation tabulaire

La cotation tabulaire permet de présenter des éléments ou variables d'une pièce ou d'un assemblage sous forme de tableau.

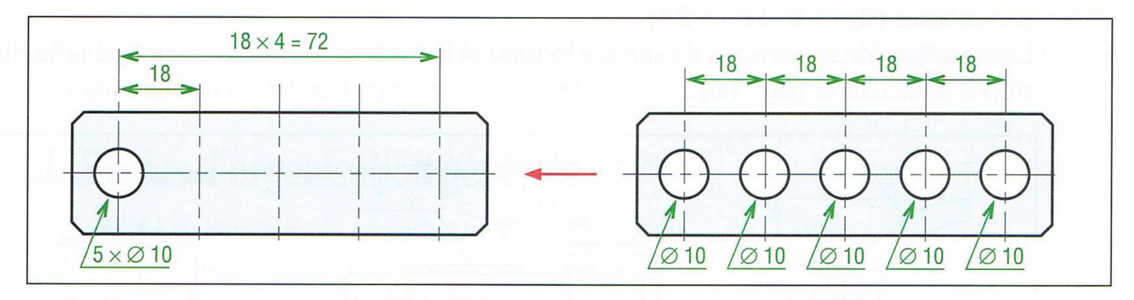


n°	*a*	*b*	□ *c*	Ø *d*	*L*	(*R*)
1	50	32	□ 4	Ø 10	100	(*R*16)
2	64	40	□ 6	Ø 16	120	(*R*20)
3	78	48	□ 8	Ø 20	140	(*R*24)

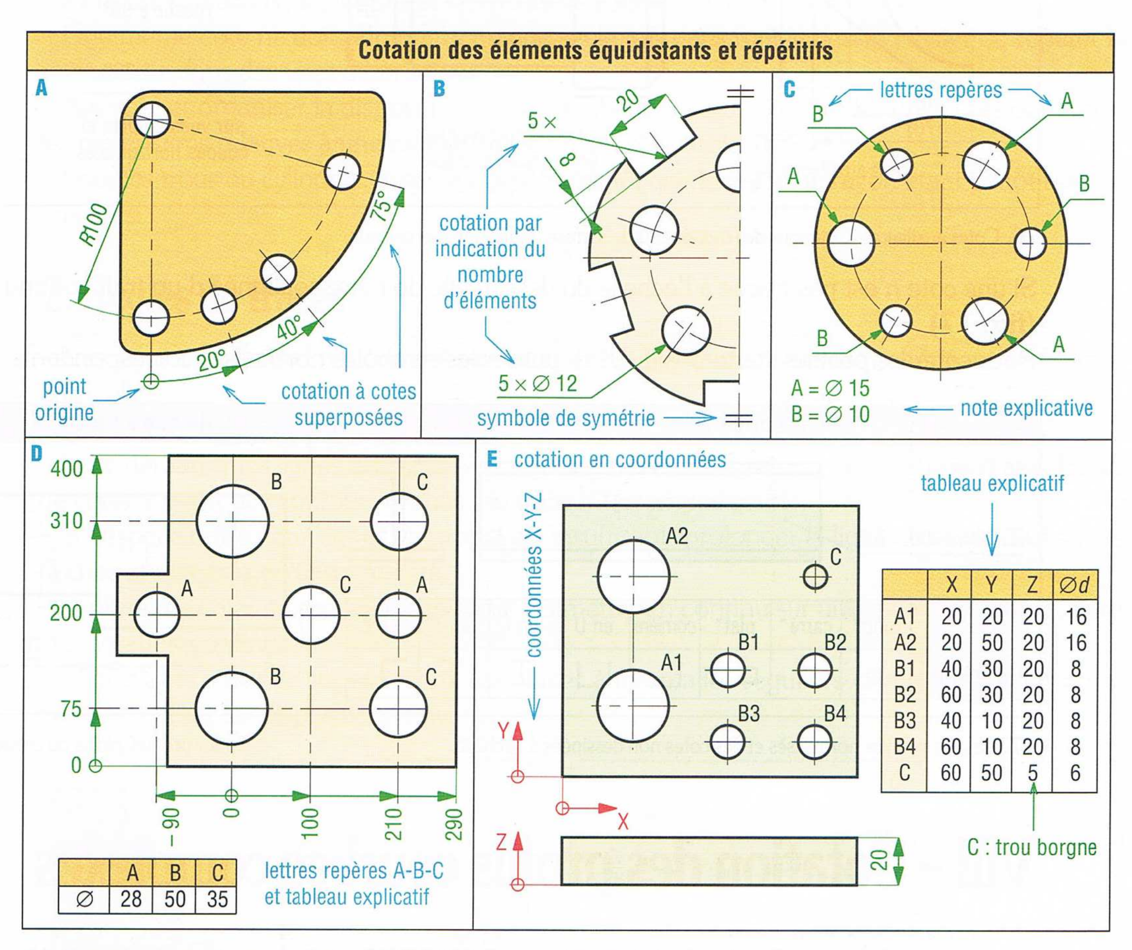
12. Exemple de cotation tabulaire d'une pièce.

VI - Éléments équidistants et répétitifs

En cas de trous multiples il faut utiliser les dispositions normalisées représentées ci-dessous.



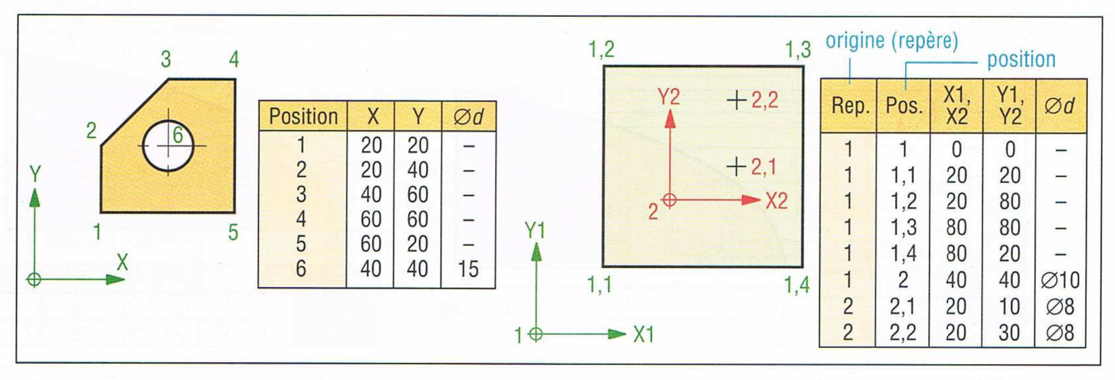
13. Cotation à préférer pour éviter les répétitions.



	A	B	C
Ø	28	50	35

	X	Y	Z	Ød
A1	20	20	20	16
A2	20	50	20	16
B1	40	30	20	8
B2	60	30	20	8
B3	40	10	20	8
B4	60	10	20	8
C	60	50	5	6

14. Exemples de cotations normalisées (NF ISO 129-1) pour éléments répétitifs et équidistants



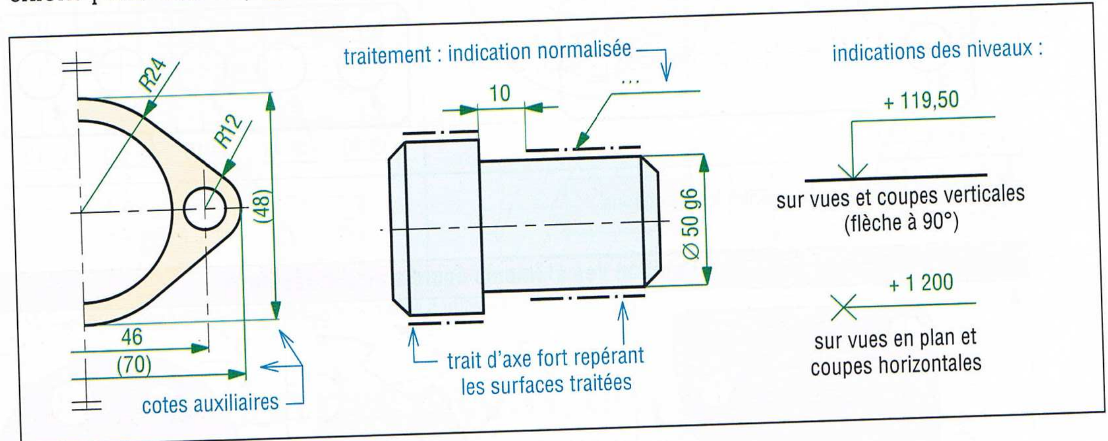
Position	X	Y	Ød
1	20	20	–
2	20	40	–
3	40	60	–
4	60	60	–
5	60	20	–
6	40	40	15

Rep.	Pos.	X1, X2	Y1, Y2	Ød
1	1	0	0	–
1	1,1	20	20	–
1	1,2	20	80	–
1	1,3	80	80	–
1	1,4	80	20	–
1	2	40	40	Ø10
2	2,1	20	10	Ø8
2	2,2	20	30	Ø8

15. Cotation en coordonnées : exemples de variantes normalisées avec un et deux repères.

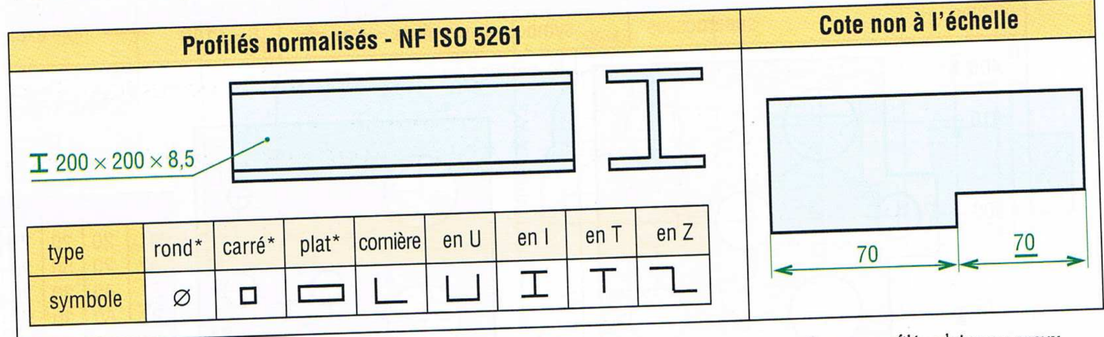
VII - Cas divers

Cote auxiliaire : jamais tolérancée, elle est indiquée à titre d'information et est toujours entre parenthèses **(fig. 12, 16 et 23)**.
Les cotations de traitements de surface localisé et les indications de niveau exigent des dispositions particulières **(fig. 16)**.



16. Cotes auxiliaires. Cotations des traitements de surface. Indication des niveaux.

Si une cote n'est pas tracée à l'échelle du dessin, elle doit être soulignée d'un trait continu fort **(fig. 17)**.
Pour coter les profilés standards (I, U...), utiliser les symboles normalisés correspondants.



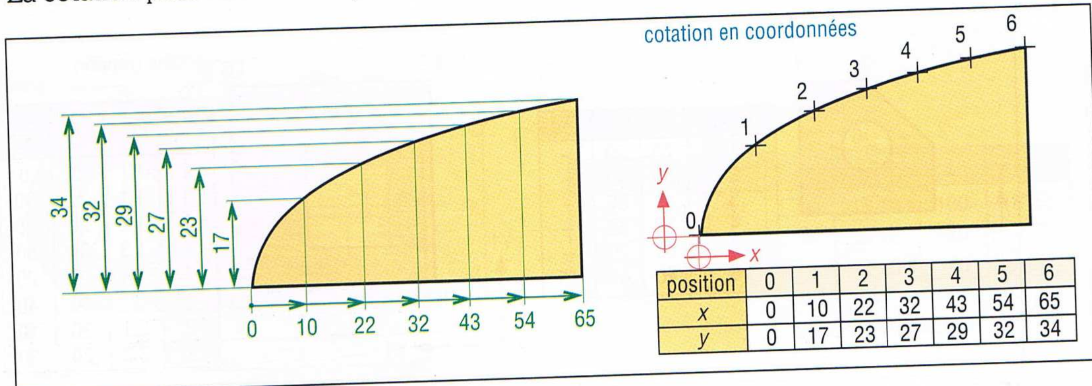
type	rond*	carré*	plat*	cornière	en U	en I	en T	en Z
symbole	Ø	□	▭	L	⊔	I	T	⅂

17. Cas des profilés normalisés et des cotes non dessinées à l'échelle.

* pour profilés pleins ou creux.

VIII - Cotation des profils courbes complexes

La cotation peut être réalisée point par point en utilisant les dispositions suivantes :



position	0	1	2	3	4	5	6
x	0	10	22	32	43	54	65
y	0	17	23	27	29	32	34

18. Profils courbes complexes.

IX – Règles usuelles et suggestions pour réussir une bonne cotation

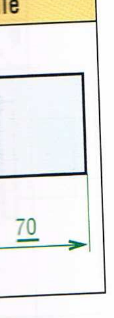
Une bonne organisation générale et le respect des règles normalisées facilitent la lecture, la compréhension et évitent les erreurs d'interprétation des différents intervenants.

1. Règles d'organisation générale

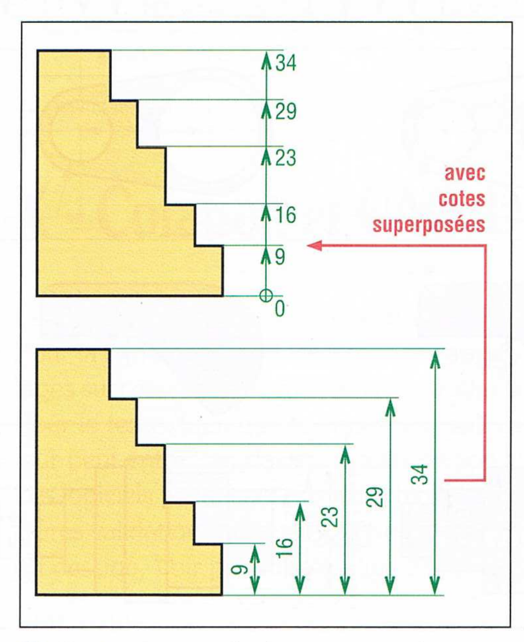
– L'échelle du dessin est la première indication à inscrire.
– N'indiquer que les cotes et dimensions nécessaires ; éviter la surabondance.
– Toutes les dimensions, cotes et tolérances, doivent être écrites à partir de la même unité. En construction mécanique, les unités normalisées sont le millimètre (mm) et le degré.
– Une même cote ne doit apparaître qu'une seule fois dans tout le dessin ; éviter de répéter la même cote dans des vues différentes.
– Agencer et organiser la disposition de l'ensemble des cotes ; mettre les unes près des autres les dimensions relatives à une même forme, élément ou objet (trou…).
– Pour les trous ou cylindres, coter le diamètre plutôt que le rayon, le rayon étant plutôt réservé aux arcs.

2. Règles de tracés

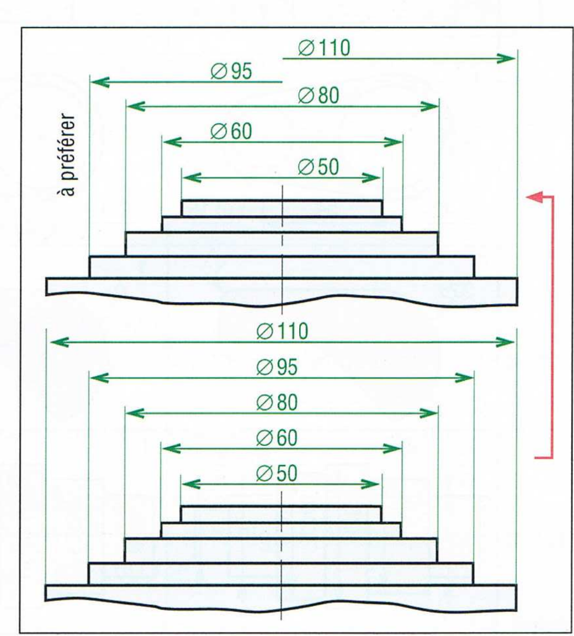
– Les lignes de rappel ne doivent pas couper les lignes de cotes mais peuvent se couper entre elles.
– Placer de préférence les cotes en dehors des vues.
– Faire démarrer les lignes de rappel à partir des traits continus forts, ou des traits d'axe. Éviter de coter à partir des contours cachés, ou traits interrompus courts.
– Si l'espace entre deux lignes de rappel est insuffisant, prolonger la ligne de cote, inverser les flèches et placer le texte sur le côté.
– Si plusieurs cotes se succèdent en série, les mettre en continu sur une même direction ; faire une cotation continue.
– Si plusieurs cotes se superposent, les placer à intervalles réguliers. Si les cotes sont nombreuses, utiliser les dispositions suivantes :





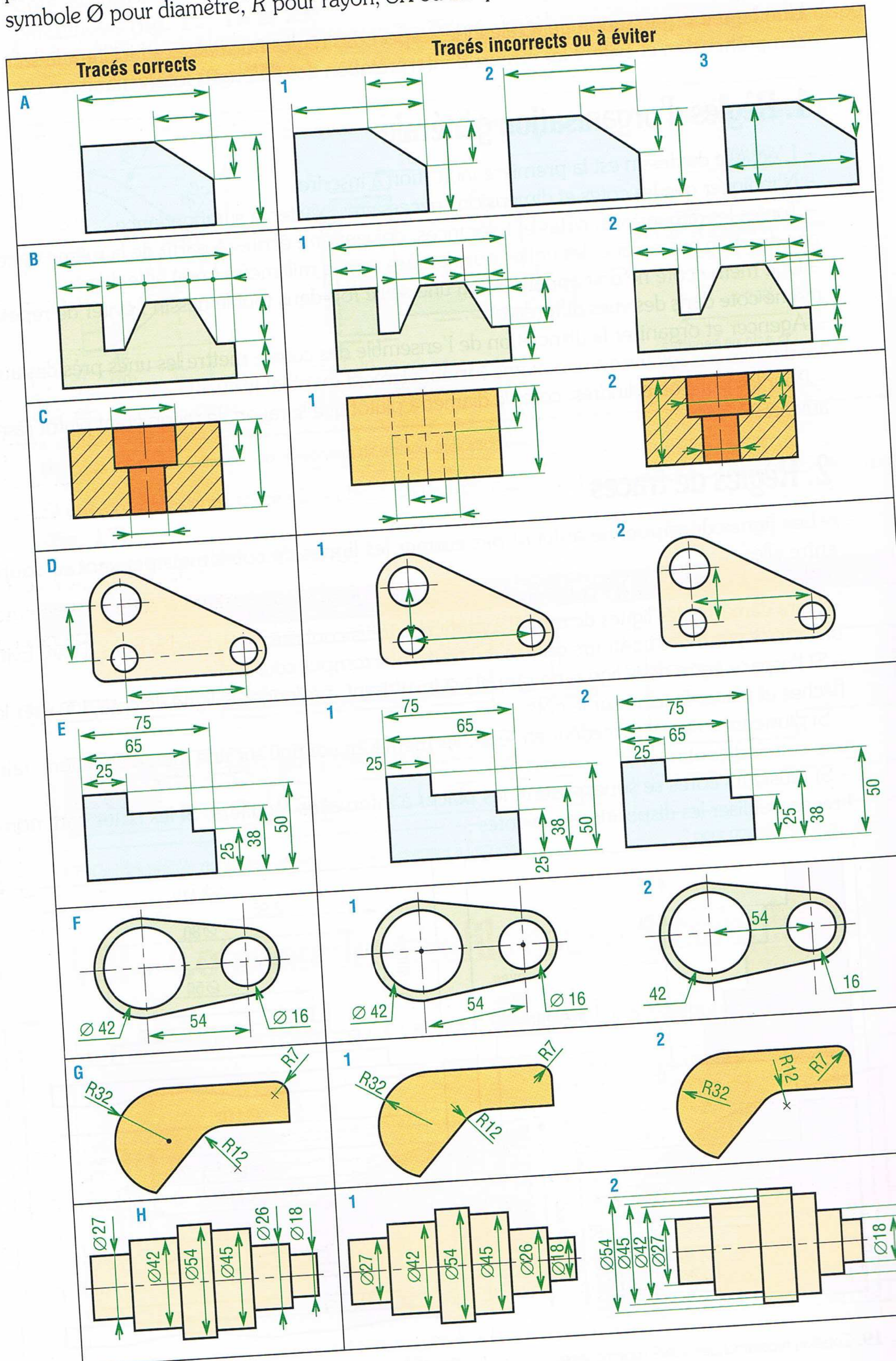


19. Cotation recommandée (cotes superposées).



20. Cotation recommandée (diamètres superposés).

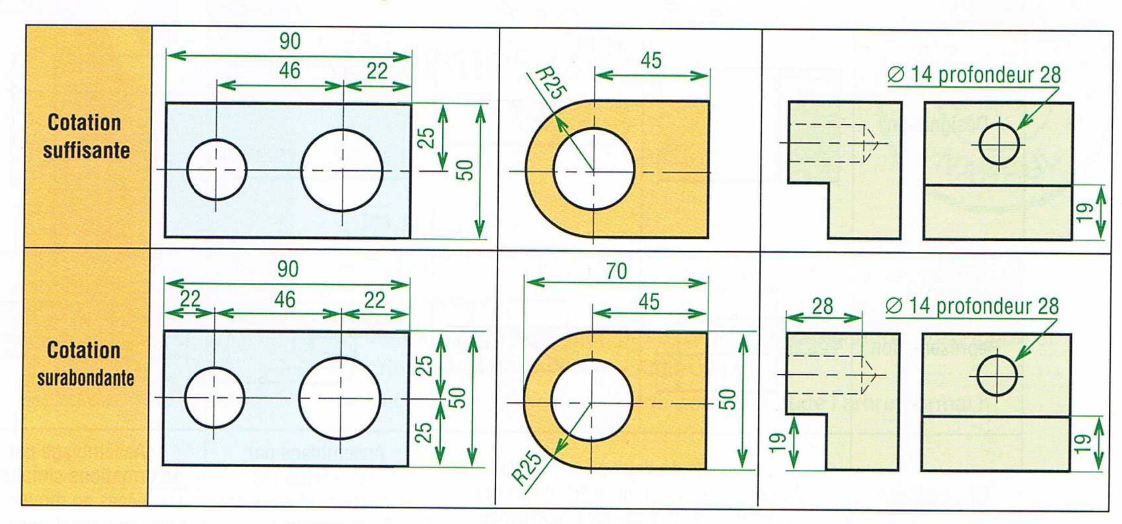
– Sauf cas particulier, le texte de la cote doit être correctement centré entre les deux flèches et écrit au-dessus de la ligne de cote ; à gauche pour une cote verticale.
– Pour coter les rayons et diamètres, la direction des lignes de rappel utilisées doit passer par le centre du cercle ou de l'arc. Le texte de la cote doit être impérativement précédé du symbole Ø pour diamètre, *R* pour rayon, SR ou SØ pour sphères....



21. Exemples de cotations correctes et incorrectes.

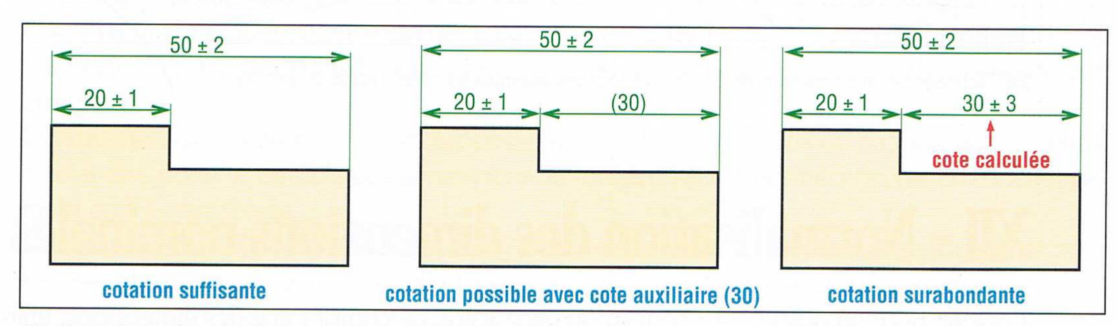
3. Faire une cotation suffisante, éviter toute cotation surabondante

Une cotation surabondante provoque des choix et des priorités qui ne sont pas nécessairement les meilleurs. Il faut éviter qu'au moment de la fabrication il y ait, pour une même forme, à choisir entre deux dimensions possibles.
Le choix d'une cotation suffisante est l'étape la plus difficile et la plus longue. Elle exige une bonne connaissance des procédés de fabrication, une analyse complète des conditions de fonctionnement et d'interchangeabilité.



22. Exemples de cotations suffisantes et de cotations surabondantes.

Il faut éviter l'inscription de chaînes de cotes dans lesquelles l'une des dimensions est la somme, ou la différence, de plusieurs autres. Dans le cas d'une même chaîne et si les cotes sont tolérancées, les tolérances de toutes les cotes se combinent, dépendent les unes des autres et compliquent inutilement la cotation.



23. Exemple de chaîne de cotes pouvant entrainer une surabondance.

X - Cotation et CAO/DAO

La CAO/DAO permet une cotation semi-automatique simplifiant les tracés.
Pour la ligne de cote et les lignes de rappel, le travail du dessinateur se limite à plusieurs pointages successifs au réticule ou curseur afin de préciser la position des différentes lignes.
Pour le texte, bien que la dimension soit calculée automatiquement par la machine, l'utilisateur peut entrer, au clavier, le texte de son choix.
Les logiciels proposent aussi des bibliothèques de symboles normalisés (états de surface…).
Après validation du texte, touche « retour », l'ensemble de la cote (lignes, flèches, texte centré) est dessiné. Voir possibilités page 26, chapitre CAO/DAO 2D.

Remarques : les logiciels proposent de nombreuses options possibles : cotation continue, ligne commune, flèches diverses, position du texte, ligne de cote…

XI – Assemblages collés, repliés, clinchés

NF EN ISO 15785	Assemblages collés		Assemblages repliés	Assemblages clinchés
Symbole	de surfaces	oblique		
Désignation	t × w	t × w	t × w	t × w
Représentation	w, t	w, t	w, t	w, t
Observations	Assemblage de deux pièces ou deux parties au moyen d'un adhésif ou colle. L'adhésif ne doit pas être représenté.		Assemblage par déformation et emboîtement assurant le maintien.	Assemblage par déformations simultanés des pièces au moyen d'un outil. voir aussi page 219.
Indications sur les dessins	t × w = adhésif n° … ; adhésif non visible sur les arêtes ; côtes de la section de l'assemblage ; symbole de l'assemblage ; autres caractéristiques : type de colle… ; exigences supplémentaires… ; cotation valable pour la périphérie de la pièce			

24. Représentation normalisée (NF EN ISO 15785) des assemblages collés, repliés et clinchés.

XII – Normalisation des dimensions nominales

Lorsque pour un objet il est possible, ou nécessaire, de choisir l'une des dimensions, utiliser de préférence les valeurs des séries normalisées ci-dessous. Ces dimensions permettent de réduire les frais d'outillage, de contrôle, etc.

Extrait des dimensions linéaires nominales recommandées : norme NF E 01-001 (utiliser dans l'ordre le choix 1, le choix 2 puis le choix 3)													
Choix n°1	1,00	1,25	1,60	2,00	2,50	3,15	4,00	5,00	6,30	8,00	10,00		
	12,5	16,0	20,0	25,0	31,5	40,0	50,0	63,0	80,0	100,0	125		
	160	200	250	315	400	500							
Choix n°2	1,12	1,40	1,80	2,24	2,80	3,55	4,50	5,60	7,10	9,00	11,2		
	14,0	18,0	22,4	28,0	35,5	45,0	56,0	71,0	90,0	112	140		
	180	224	280	355	450								
Choix n°3	1,1	1,2	2,2	3	3,5	5,5	7	13	15	17	19	21	24
	26	30	34	38	42	48	53	60	67	75	85	95	105
	120	130	150	170	190	210	240	260	300	340	380	420	480



COTATION TOLÉRANCÉE ET AJUSTEMENTS

(Normes GPS)

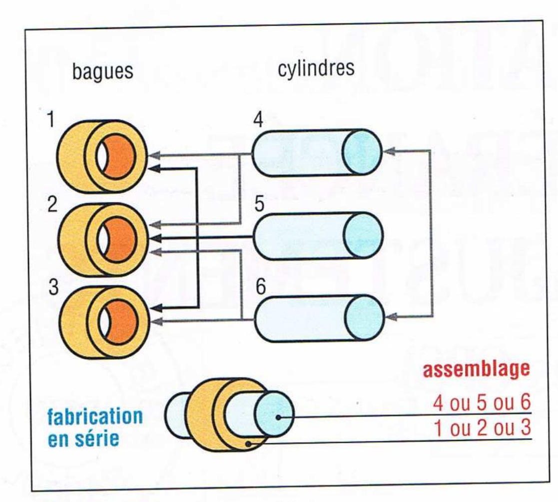
OBJECTIFS

- Définir les notions d'interchangeabilité, de cotation tolérancée et d'ajustements.
- Donner la normalisation des ajustements (désignation, inscription et principales familles) et les critères de choix.
- Décrire le système de l'alésage normal H et de l'arbre normal h.

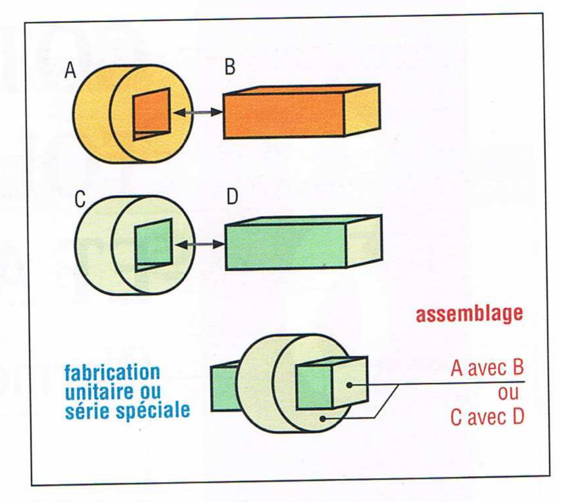
Compte tenu du processus de fabrication choisi et des machines utilisées, une cote réelle mesurant l'une des dimensions d'un objet ne peut être exactement la même que celle (cote nominale) indiquée sur le dessin correspondant.
S'il faut fabriquer une série d'objets identiques, il est impossible à une même forme d'avoir toujours exactement la même dimension d'un objet à l'autre.
Une cote imposée sera plus facile à réaliser si elle peut varier entre deux valeurs limites : une cote maximale et une cote minimale. La différence entre les deux s'appelle la tolérance, ou intervalle de tolérance. Plus la précision exigée est grande, plus l'intervalle de tolérance doit être petit.
L'indication des tolérances est indispensable pour les dimensions ou cotes fonctionnelles, c'est-à-dire pour l'ensemble des dimensions définissant les formes nécessaires au fonctionnement ou à l'assemblage.
La norme ISO/AFNOR prévoit des catégories de dimensions tolérancées particulières pour les assemblages de deux pièces (cylindriques ou prismatiques). Ce sont les ajustements.
Principales normes GPS utilisées (caractéristiques taille et distance) : NF ISO 406 ; NF EN 20286-1 et 2 (ISO 286-1 et 2) ; ISO 2768-1.

I - Interchangeabilité

L'interchangeabilité des objets ou composants est à la base de tous les produits manufacturés construits en série.
N'importe quel composant interchangeable d'une automobile peut être démonté et remonté sur n'importe quelle autre automobile du même type et rendre le même service : une roue peut être montée à l'avant, à l'arrière, à gauche, à droite et cela sur n'importe quel modèle de la série.
Exemple (**fig. 1**) :
N'importe quelle bague (1, 2 ou 3) peut être assemblée avec n'importe quel cylindre (4, 5 ou 6), toutes les combinaisons sont possibles. La propriété d'interchangeabilité est obtenue grâce à une cotation tolérancée (ajustements…) des formes à assembler.



1. Principe de l'interchangeabilité.

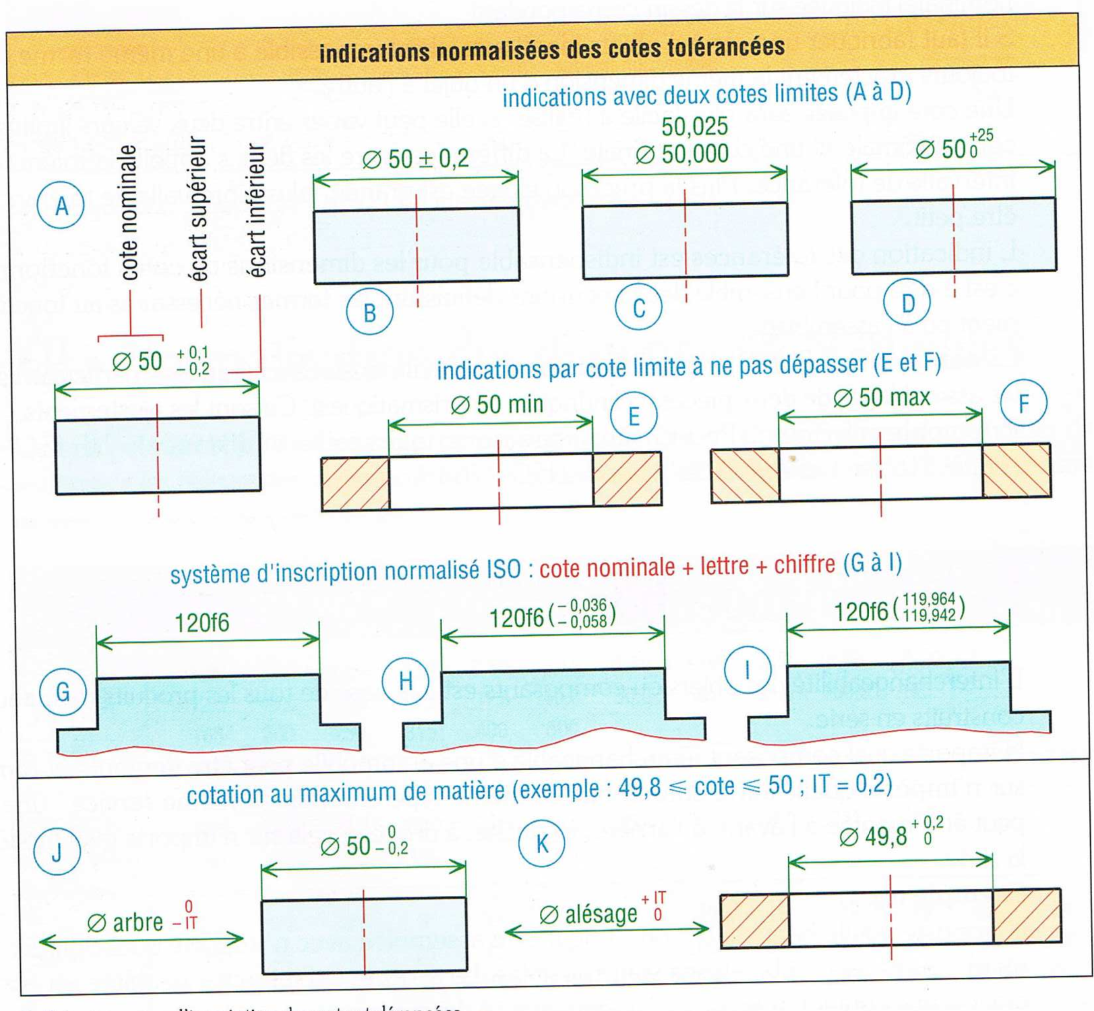


2. Cas des pièces appariées.

Pièces appariées, ou apairées : les pièces sont non interchangeables et doivent être impérativement montées ensemble, par paire. Les dimensions de l'une sont exécutées « sur mesure » à partir des dimensions de l'autre ou choisies « statistiquement ».

Exemple (fig. 2) :
Bien qu'il y ait ressemblance, A ne peut être assemblée qu'avec B et C qu'avec D.

II - Cotation tolérancée



3. Principaux cas d'inscription des cotes tolérancées.

1. Inscriptions normalisées

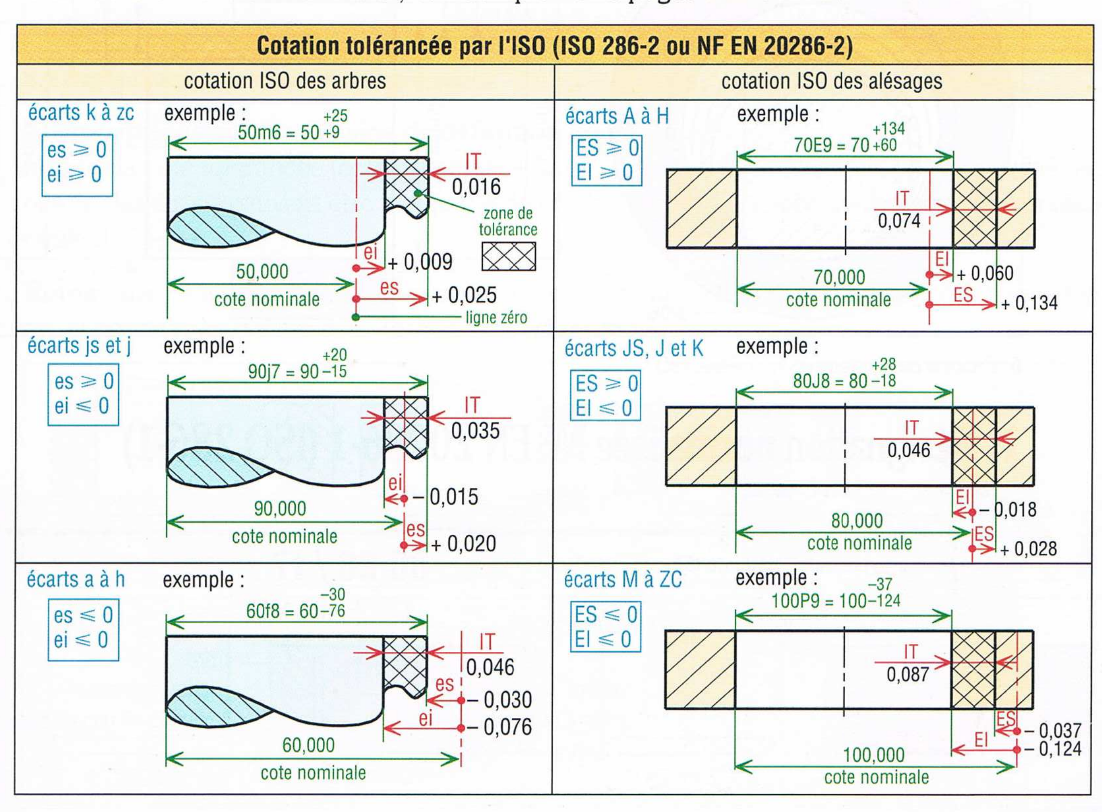
Une cote tolérancée peut être inscrite de plusieurs manières : à partir de deux cotes limites ; une cote limite à ne pas dépasser, ou avec le système d'inscription normalisé ISO (fig. 3).
Cas particulier : inscription au maximum de matière, voir fig. 3-J-K et pages 111 et 112.

2. Définitions normalisées ISO

Alésage : terme utilisé conventionnellement pour désigner tout élément intérieur d'une pièce, même non cylindrique.
Arbre : terme utilisé conventionnellement pour désigner tout élément extérieur d'une pièce, même non cylindrique.
Cote nominale : c'est la dimension (40-230-14,5-5,75-0,60…) qui sert de référence pour définir les cotes limites (longueur ou angle) après application des écarts inférieur et supérieur.
Écart supérieur (alésage **ES** ; arbre **es**) : c'est la différence algébrique (> 0 ou < 0) entre la dimension maximale et la dimension ou cote nominale correspondante.
Écart inférieur (alésage **EI** ; arbres **ei**) : différence algébrique (> 0 ou < 0) entre la cote minimale et la dimension ou cote nominale correspondante.
Ligne zéro : ligne droite représentant graphiquement la dimension nominale à partir de laquelle sont représentés et positionnés les écarts.
Zone de tolérance : graphiquement, zone comprise entre les deux lignes représentant les dimensions ou cotes maximale et minimale.
Tolérance (IT) : différence entre la dimension maximale et la dimension minimale ou entre l'écart supérieur et l'écart inférieur (valeur absolue sans signe).

3. Cotation tolérancée au maximum de matière

Dans ce mode d'inscription (fig. 3), la cote nominale retenue, pour l'écriture, est celle qui laisse le maximum de matière aux pièces en supposant que l'usinage soit réalisée exactement à la valeur de la dimension nominale ; voir compléments pages 111 et 112.

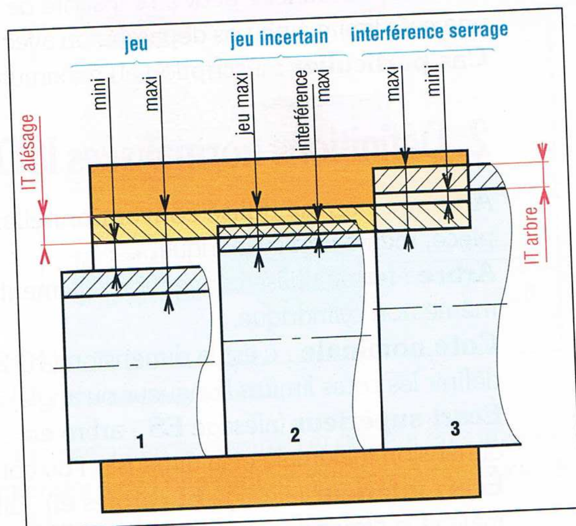


4. Cotation normalisée ISO : principes.

III – Ajustements normalisés ISO/AFNOR

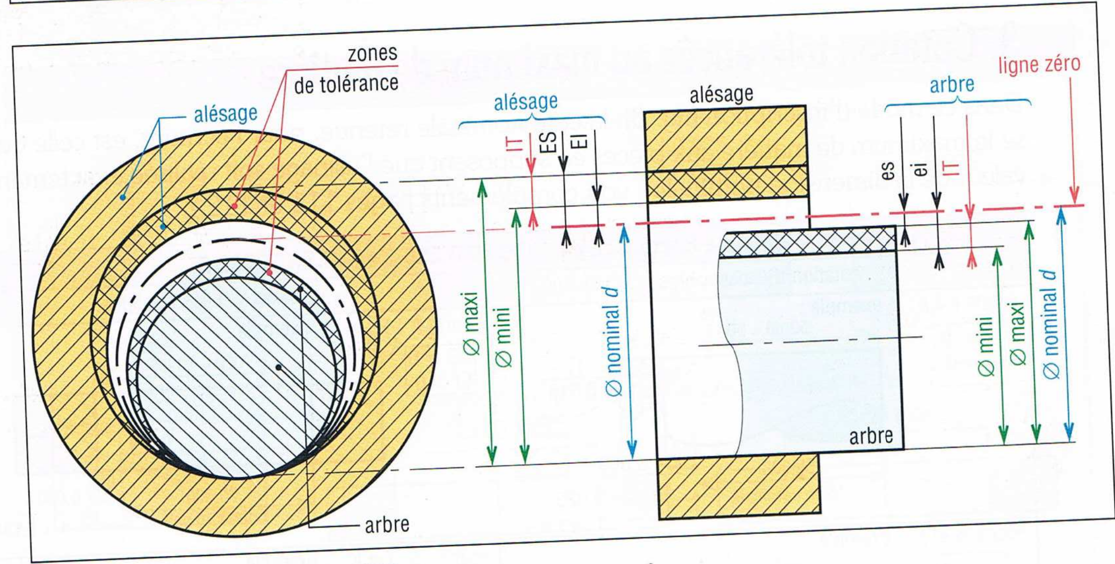
Les ajustements sont des catégories de dimensions tolérancées normalisées utilisées pour les assemblages de deux pièces cylindriques ou prismatiques. On trouve :
– Les ajustements avec jeu.
Exemple : Ø 50 H8/f7
– Les ajustements avec jeu incertain (jeu ou serrage).
Exemple : Ø 65 H7/k6
– Les ajustements avec serrage ou interférence.
Exemple : Ø 80 H7/p6

Remarques :
Dans le cas de l'ajustement 50H8/f7, le diamètre nominal est de 50 mm, et les valeurs définies par la normalisation sont :



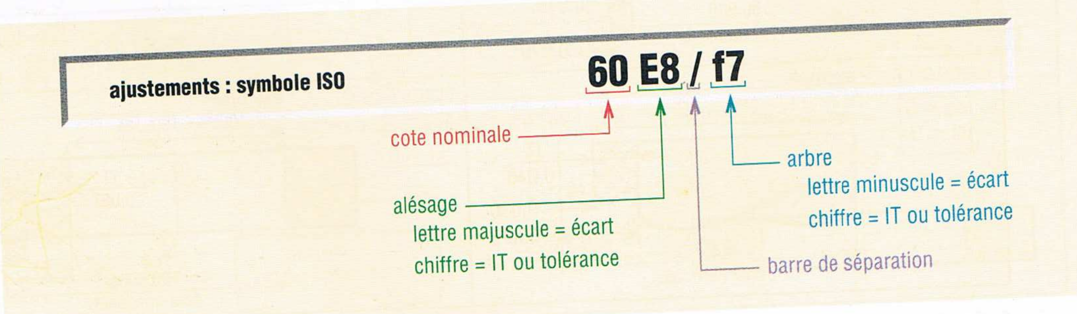
5. Jeu, jeu incertain, serrage ou interférence.

Pour l'assemblage	Pour l'alésage 50H8	Pour l'arbre 50f7
jeu maxi = 0,089 = 50,039 – 49,950 jeu mini = 0,025 = 50,000 – 49,975 jeu moyen = 0,057 ITJ = $J_{maxi} - J_{mini}$ = 0,064 = ΣIT	$Ø_{maxi}$ = 50,039 $Ø_{mini}$ = 50,000 IT = 0,039 ES = +0,039 EI = 0,000	$Ø_{maxi}$ = 49,975 $Ø_{mini}$ = 49,950 IT = 0,025 es = – 0,025 ei = – 0,050



6. Principe des ajustements normalisés ISO.

1. Désignation normalisée NF EN 20286-1 (ISO 286-1)



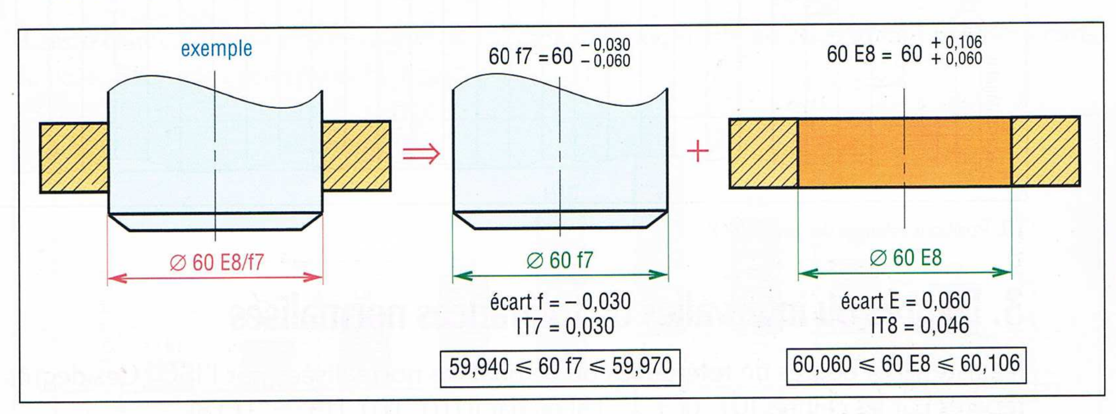
7. Symboles normalisés ISO.

Diamètre ou cote nominale (ajustement) : il sert de référence (ligne zéro) pour positionner les intervalles de tolérance (IT) et les écarts supérieur et inférieur à la fois pour l'arbre (ei, es) et l'alésage (EI, ES).
Écart fondamental ISO (lettres) : il définit l'écart entre le diamètre nominal et l'intervalle de tolérance utilisé (ou la position de l'IT par rapport à la ligne zéro). Il est repéré par une lettre majuscule pour les alésages (A à Z) et minuscule pour les arbres (a à z).
Remarque : les écarts H et h sont nuls ; l'IT démarre directement sur le diamètre nominal.
Degré de tolérance ISO (chiffres) : ensemble des tolérances correspondant à un même degré de précision pour toutes les dimensions nominales, table page 86. **Exemple :** IT7 ou « 7 ».
Classe de tolérance ISO : c'est l'ensemble d'un écart fondamental et d'un degré de tolérance.
Exemples : H7, P6… (pour les alésages) ; g6, h9… (arbres).

2. Inscriptions normalisées (NF ISO 406)

a) Inscription sur les dessins d'ensemble

L'inscription à indiquer est celle de la cote d'ajustement ou de la cote d'assemblage. Soit dans l'ordre :
- Cote ou diamètre nominal.
- Écart et tolérance de l'alésage : lettre majuscule plus un chiffre ; barre de séparation (/).
- Écart et tolérance de l'arbre : lettre minuscule plus un chiffre.

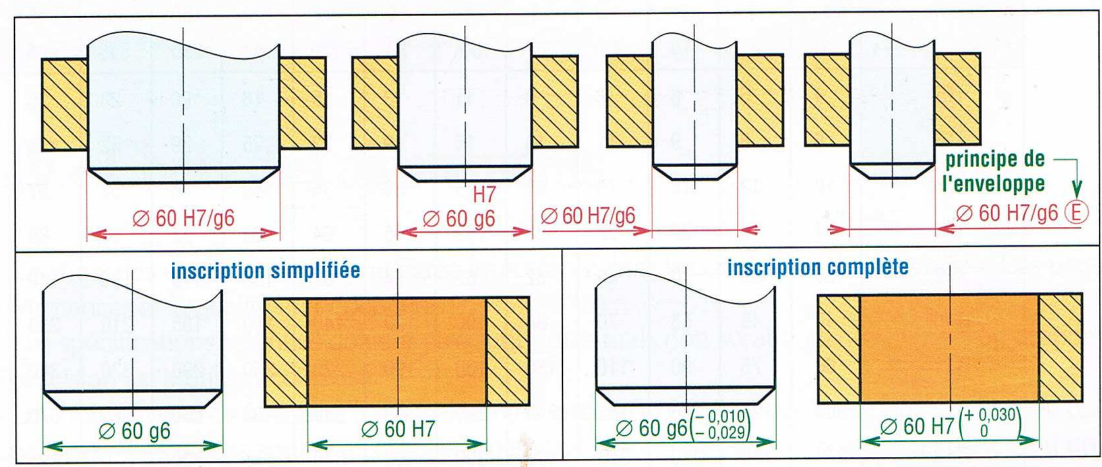


8. Exemple d'inscription et signification correspondante.

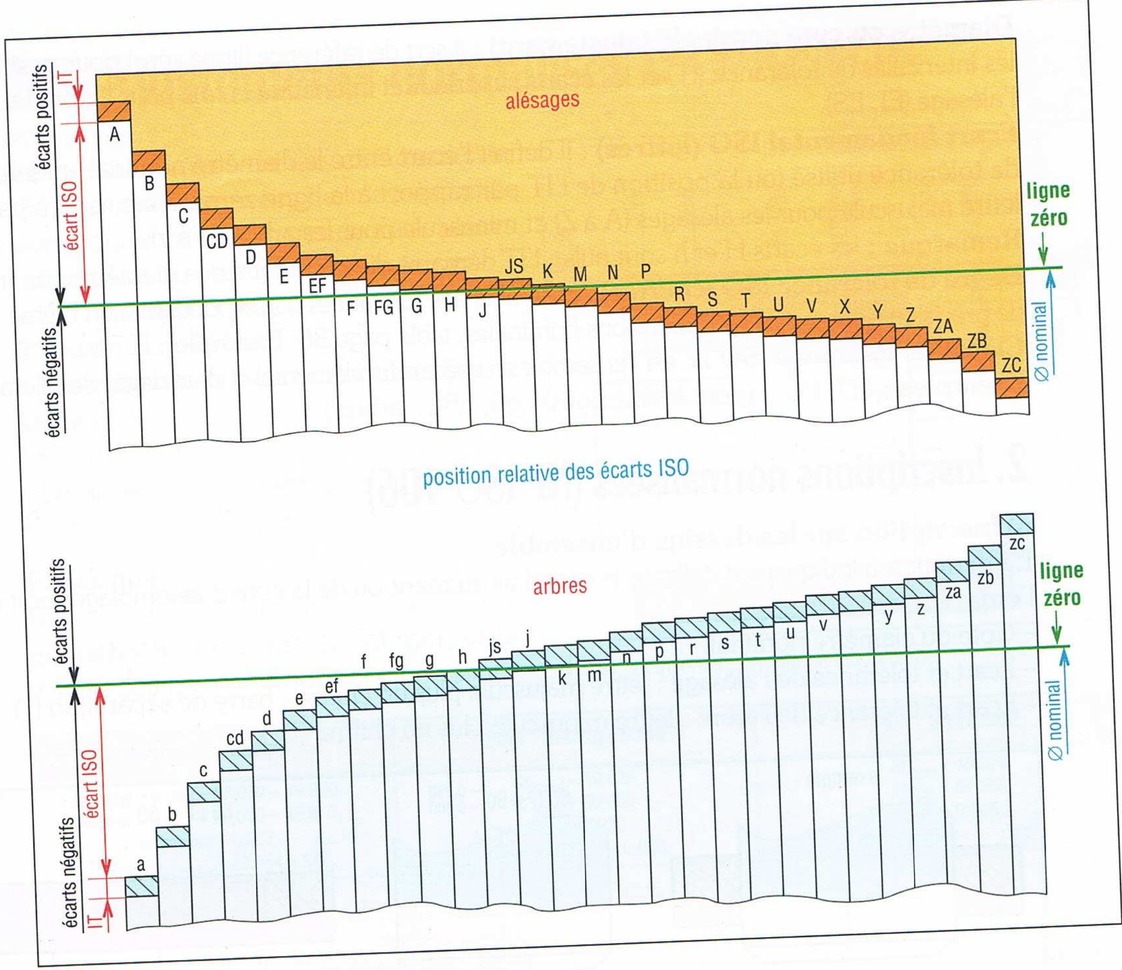
b) Inscriptions sur les dessins de définition ou de détail

Inscrire la cote tolérancée (cote nominale + lettre + chiffre) de la forme de l'objet dessiné. Au besoin, les écarts peuvent être indiqués à droite de la cote tolérancée ou dans un tableau récapitulatif.

Remarque : s'il est nécessaire d'avoir une forme parfaite obéissant à l'exigence de l'enveloppe, la désignation doit être suivie du symbole E entouré.



9. Inscriptions normalisées à utiliser en cotation d'ajustements.



10. Positions relatives des écarts ISO.

3. Degrés ou intervalles de tolérances normalisés

Il existe vingt degrés de tolérances ou de qualités normalisées par l'ISO. Ces degrés sont repérés par les chiffres [01, 0, 1,...,18] ou par [IT01, IT0, IT1,..., IT18].
Les valeurs usuelles sont : IT5 à IT13.
Le degré de précision va en diminuant au fur et à mesure que le chiffre de la qualité augmente.
Pour une même qualité (ou chiffre) l'intervalle de tolérance (IT) augmente avec les dimensions.

Principaux degrés de tolérances (IT) ISO - NF EN 20286-1
(IT en micromètre : 1 µm = 0,001 mm)

	dimensions nominales en mm												
au-delà de ⟶	1	3	6	10	18	30	50	80	120	180	250	315	400
à (inclus) ⟶	3	6	10	18	30	50	80	120	180	250	315	400	500
IT5	4	5	6	8	9	11	13	15	18	20	23	25	27
IT6	6	8	9	11	13	16	19	22	25	29	32	36	40
IT7	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63
IT8	14	18	22	27	33	39	46	54	63	72	81	89	97
IT9	25	30	36	43	52	62	74	87	100	115	130	140	155
IT10	40	48	58	70	84	100	120	140	160	185	210	230	250
IT11	60	75	90	110	130	160	190	220	250	290	320	360	400
IT12	100	120	150	180	210	250	300	350	400	460	520	570	630
IT13	140	180	220	270	330	390	460	540	630	720	810	890	970

4. Propriétés

L'association écart (lettre) plus degré (chiffre) constitue une classe de tolérance et permet d'obtenir un grand nombre de cotes tolérancées possibles : 30g5, Ø 50f6, 50 H7, Ø 60M6....
La combinaison de ces cotes tolérancées permet d'écrire un grand nombre de cotes d'ajustement possibles pour définir les jeux ou serrages des assemblages (Ø 50H7/f6, 60 H8/p7...).

a) Jeu mini des ajustements
Il dépend uniquement des lettres (écarts) choisis et est indépendant des chiffres (qualité).

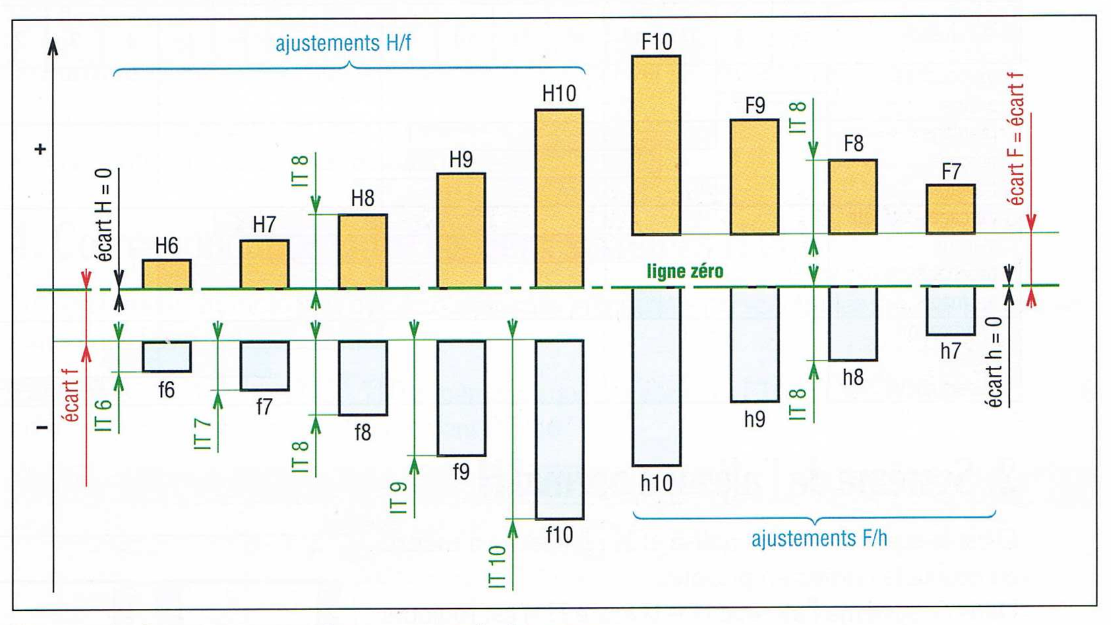
Exemple : tous les ajustements construits à partir de H/f (30H9/f9, 30H7/f6, 30H6/f6...) ont le même jeu mini (20 µm pour la cote de 30) **(voir fig. 11)**.

b) Jeu maxi des ajustements
Il dépend à la fois des lettres (écarts) et des chiffres (qualités) choisis, avec les mêmes lettres le jeu maxi augmente avec le chiffre de la qualité.

Exemples :

Ajustement	30H7/f6	30H7/f7	30H8/f7	30H8/f8	30H9/f8
jeu mini (µm)	20	20	20	20	20
jeu maxi (µm)	54	62	74	88	105

Remarque : à qualité (chiffre) égale, le jeu peut être augmenté en augmentant l'un des écarts de base. Exemple : remplacer H/f par H/e ou E/f...



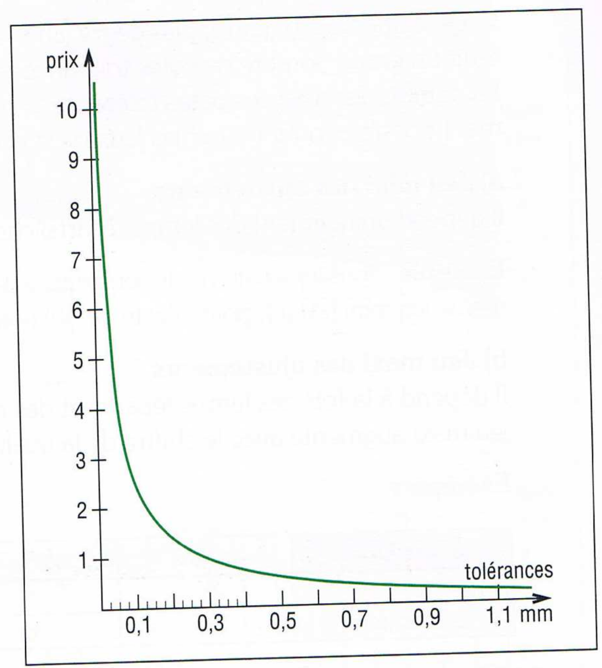
11. Exemples d'associations entre tolérances et écarts fondamentaux.

IV – Choix des ajustements

Le choix des ajustements est une étape importante dans la conception des machines. Les performances et la qualité en dépendent.
Les spécifications retenues doivent être suffisantes mais non surabondantes. Une trop grande précision est inutile et coûteuse.
Le choix dépend de la liaison à réaliser et de la précision exigée pour le guidage. Y a-t-il jeu ou serrage ? Les pièces sont-elles mobiles ou immobiles ? S'agit-il d'un positionnement ou d'un centrage ? La liaison doit elle transmettre des efforts ? Quels sont les coûts ? Les moyens ?...

1. Critères de choix

Les coûts augmentent avec le degré de précision exigé. Schématiquement ,au-dessous de l'intervalle de tolérance 0,1 à 0,05 mm les coûts augmentent très rapidement **(voir fig. 12)**.



12. En production : coûts comparés indicatifs en fonction de la tolérance.

Le tableau ci-dessous donne des indications sur les qualités que l'on peut attendre (en moyenne) des principaux procédés d'usinage.

Pour un ajustement, on associe le plus souvent un alésage de qualité donnée avec un arbre de la qualité voisine immédiatement inférieure (sensiblement mêmes difficultés d'obtention et mêmes coûts).

Exemples : H7/f6, H6/g5, D10/h9…

Utiliser en priorité le système de l'alésage H ou éventuellement celui de l'arbre h.

Qualités usuelles indicatives des principaux procédés d'usinage

IT (qualité)	16	15	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
oxycoupage	X	X														
sciage	X	X														
rabotage			X	X	X	X	X	X								
perçage				X	X	X	X	X								
fraisage			X	X	X	X	X	X	X							
perçage + alésoir							X	X	X	X	X					
alésage				X	X	X	X	X	X	X	X					
brochage								X	X	X	X	X				
tournage				X	X	X	X	X	X	X						
rectification									X	X	X	X				
rodage											X	X	X			
superfinition														X	X	X

2. Système de l'alésage normal H

C'est le système le plus utilisé et le plus facile à mettre en œuvre (à choisir en priorité).

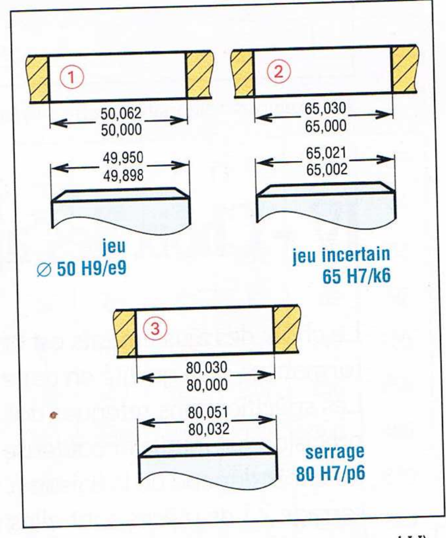
Dans ce système l'alésage H (« la lettre H ») est toujours pris comme base. Seule la dimension de l'arbre (lettre + chiffre) est à choisir.

Propriétés : les ajustements avec lettres minuscules à partir de h et au-dessous (H/h, H/g, H/f…) présentent toujours un jeu croissant en allant de h à a. À partir de p et au-dessus (H/p, H/r…) ils sont toujours serrés ; serrage croissant en allant de p à z. Ils sont incertains (jeu ou serrage) dans les autres cas (entre h et p).

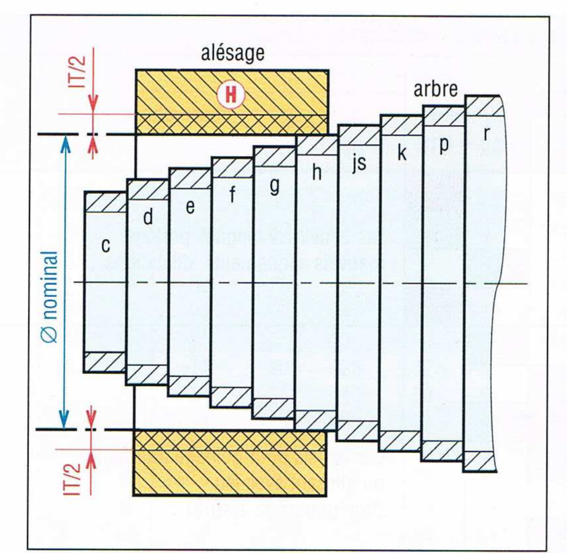
Remarque : l'alésage H est caractérisé par un écart inférieur (EI) nul. Autrement dit :

EI = 0 : cote mini alésage = cote nominale

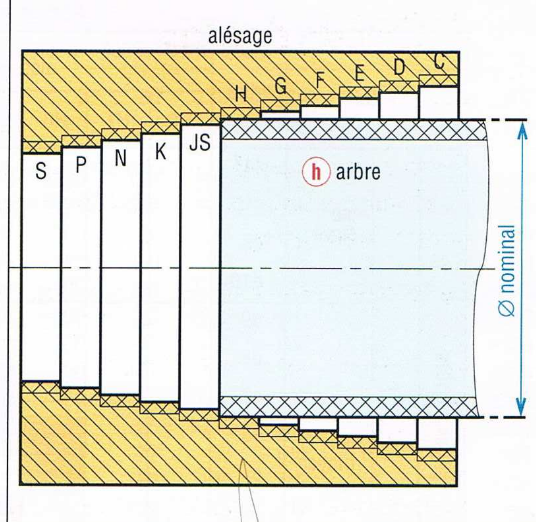
ES = IT : cote maxi alésage = cote nominale + IT



13. Exemples d'ajustements (alésage normal H).



14. Système de l'alésage normal H.



15. Système de l'arbre normal h.

3. Système de l'arbre normal h

Dans ce système, l'arbre h (« lettre h ») est toujours pris comme base. Seule la dimension de l'alésage est à choisir.
Les ajustements avec lettres majuscules à partir de H et au-dessous (H/h, G/h, F/h...) présentent toujours un jeu. À partir de P et au-dessus (P/h, R/h...) les ajustements sont toujours serrés. Ils sont incertains dans les autres cas.

Remarque : l'arbre h est caractérisé par un écart supérieur (es) nul. Autrement dit :

es = 0 : cote maxi arbre = cote nominale
ei = IT : cote mini arbre = cote nominale + IT

4. Correspondance entre les deux systèmes H et h

Les ajustements homologues des deux systèmes précédents présentent les mêmes jeux ou serrages (interférences).

Exemples : l'ajustement H10/f10 a même jeu que l'ajustement F10/h10. L'ajustement H7/r6 présente le même serrage que l'ajustement R7/h6...

Exemples d'assemblages typiques			
cas	système de l'alésage H	système de l'arbre h	observations
Ajustement avec jeu	H11/c11 H9/e9 H8/f7 H7/g6 H7/h6	C11/h11 E9/h9 F8/h7 G7/h6 H7/h6	jeu assez élevé (longues portées...) cas usuel de guidage tournant avec jeu (bon graissage assuré) guidage assez précis centrage, positionnement avec jeu
Ajustement avec jeu incertain	H7/k6 H7/n6	K7/h6 N7/h6	centrage avec jeu incertain
Ajustement avec serrage	H7/p6 H7/s6 H7/u6	P7/h6 S7/h6 U7/h6	serrage moyen (assemblage à la presse) serrage élevé fort serré



Ajustements usuels – alésage H

(■ = cas les plus utilisés, en rouge ; □ = en vert)

type			arbre	H6	H7	H8	H9	H10	H11	observations		
pièces mobiles	jeu	jeu élevé	c11						■	cas usuels de longues portées, mauvais alignements, dilatations…		
			c10						□			
			c9					□				
			d10						■			
		jeu moyen	d9					□		cas usuels pour guidage tournant ou glissant avec jeu (bon graissage assuré)		
			d8				□					
			e9				■	□				
			e8			■	□					
			e7			■						
			f8				■					
			f7			■						
			f6		■							
		jeu faible	g6		■					pour guidage précis		
			g5	■								
pièces immobiles		ajusté	h9					■		assemblage possible à la main	pour centrage et positionnement ne peut pas transmettre des efforts	pas de détériorarion des pièces au démontage
			h7			■						
			h6		■							
			h5	■								
	jeu incertain	très ajusté	js7			□						
			js6		□							
			js5	■								
		peu serré	k6		■					assemblage au maillet		
			k5	■								
			m7			■						
			m6		■							
			n6		■							
	interférence	serré	p6		■					assemblage à la presse	pour transmission d'efforts	détérioration des pièces au démontage
			r6		■							
		fort serré	s7			■				assemblage à la presse lourde ou par dilatation (frettage)		
			s6		■							
			t6		■							
			u6		□							
			x7			□						

■ cas les plus utilisés

Cotation tolérancée : tolérances générales pour dimensions sans indications individuelles (ISO 2768-1)

classe de tolérance		dimensions linéaires en mm						rayons / chanfrein			angles : sur le côté le plus court				
	au-delà de	0,5	3	6	30	120	400	0,5	3	> 6	⩾ 0	10	50	120	> 400
	à (inclus)	3	6	30	120	400	1 000	3	6	mm	10	50	120	400	mm
f	fine	± 0,05	± 0,05	± 0,1	± 0,15	± 0,2	± 0,3	± 0,2	± 0,5	± 1	± 1°	± 0° 30'	± 0° 20'	± 0° 10'	± 0° 5'
m	moyenne	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 0,2	± 0,5	± 1	± 1°	± 0° 30'	± 0° 20'	± 0° 10'	± 0° 5'
c	grossière	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2	± 0,4	± 1	± 2	± 1° 30'	± 1°	± 0° 30'	± 0° 15'	± 0° 10'
V	très grossière	—	± 0,5	± 1	± 1,5	± 2 ,5	± 4	± 0,4	± 1	± 2	± 3°	± 2°	± 1°	± 0° 30'	± 0° 20'

Exemple d'indication sur les dessins (près ou dans le cartouche) : " ISO 2768 - m "

Extraits de tolérances ISO pour arbres (en microns : 1 µm = 0,001 mm)

dimensions nominales (en mm) NF EN 20286-2, ISO 286-2

au-delà de		1	3	6	10	18	30	50	80	120	180	250	315	400
à (inclus)		3	6	10	18	30	50	80	120	180	250	315	400	500
d9	es	−20	−30	−40	−50	−65	−80	−100	−120	−145	−170	−190	−210	−230
	ei	−45	−60	−76	−93	−117	−142	−174	−207	−245	−285	−320	−350	−385
d10	es	−20	−30	−40	−50	−65	−80	−100	−120	−145	−170	−190	−210	−230
	ei	−60	−78	−98	−120	−149	−180	−220	−260	−305	−355	−400	−440	−480
d11	es	−20	−30	−40	−50	−65	−80	−100	−120	−145	−170	−190	−210	−230
	ei	−80	−105	−130	−160	−195	−240	−290	−340	−395	−460	−510	−570	−630
e7	es	−14	−20	−25	−32	−40	−50	−60	−72	−85	−100	−110	−125	−135
	ei	−24	−32	−40	−50	−61	−75	−90	−107	−125	−146	−162	−182	−198
e8	es	−14	−20	−25	−32	−40	−50	−60	−72	−85	−100	−110	−125	−135
	ei	−28	−38	−47	−59	−73	−89	−106	−126	−148	−172	−191	−214	−232
e9	es	−14	−20	−25	−32	−40	−50	−60	−72	−85	−100	−110	−125	−135
	ei	−39	−50	−61	−75	−92	−112	−134	−159	−185	−215	−240	−265	−290
f6	es	−6	−10	−13	−16	−20	−25	−30	−36	−43	−50	−56	−62	−68
	ei	−12	−18	−22	−27	−33	−41	−49	−58	−68	−79	−88	−98	−108
f7	es	−6	−10	−13	−16	−20	−25	−30	−36	−43	−50	−56	−62	−68
	ei	−16	−22	−28	−34	−41	−50	−60	−71	−83	−96	−108	−119	−131
f8	es	−6	−10	−13	−16	−20	−25	−30	−36	−43	−50	−56	−62	−68
	ei	−20	−28	−35	−43	−53	−64	−76	−90	−106	−122	−137	−151	−165
g5	es	−2	−4	−5	−6	−7	−9	−10	−12	−14	−15	−17	−18	−20
	ei	−6	−9	−11	−14	−16	−20	−23	−27	−32	−35	−40	−43	−47
g6	es	−2	−4	−5	−6	−7	−9	−10	−12	−14	−15	−17	−18	−20
	ei	−8	−12	−14	−17	−20	−25	−29	−34	−39	−44	−49	−54	−60
h5	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	−4	−5	−6	−8	−9	−11	−13	−15	−18	−20	−23	−25	−27
h6	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	−6	−8	−9	−11	−13	−16	−19	−22	−25	−29	−32	−36	−40
h7	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	−10	−12	−15	−18	−21	−25	−30	−35	−40	−46	−52	−57	−63
h8	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	−14	−18	−22	−27	−33	−39	−46	−54	−63	−72	−81	−89	−97
h9	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	−25	−30	−36	−43	−52	−62	−74	−87	−100	−115	−130	−140	−155
h10	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	−40	−48	−58	−70	−84	−100	−120	−160	−185	−210	−230	−250	−250
h11	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	−60	−75	−90	−110	−130	−160	−190	−220	−250	−290	−320	−360	−400
h13	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	−140	−180	−220	−270	−330	−390	−460	−540	−630	−720	−810	−890	−970
j6	es	+4	+6	+7	+8	+9	+11	+12	+13	+14	+16	+16	+18	+20
	ei	−2	−2	−2	−3	−4	−5	−7	−9	−11	−13	−16	−18	−20
j7	es	+6	+8	+10	+12	+13	+15	+18	+20	+22	+25	+26	+29	+31
	ei	−4	−4	−5	−6	−8	−10	−12	−15	−18	−21	−26	−28	−32
js5		±2	±2,5	±3	±4	±4,5	±5,5	±6,5	±7,5	±9	±10	11,5	±12,5	±13,5
js6		±3	± 4	±4,5	±5,5	±6,5	± 8	±9,5	±11	12,5	±14,5	±16	±18	±20
js7		±5	± 6	±7,5	± 9	±10,5	±12,5	±15	±17,5	±20	±23	±26	±28,5	±31,5
js9		±12,5	±15	±18	±21,5	±26	±31	±37	±43,5	±50	±57,5	±65	±70	±77,5
js11		±30	±37,5	±45	±55	±65	±80	±95	±110	±125	±145	±160	±180	±200
js13		±70	±90	±110	±135	±165	±195	±230	±270	±315	±360	±405	±445	±485
k5	es	+4	+6	+7	+9	+11	+13	+15	+18	+21	+24	+27	+29	+32
	ei	0	+1	+1	+ 1	+ 2	+ 2	+ 2	+ 3	+ 3	+ 4	+ 4	+ 4	+ 5
k6	es	+6	+9	+10	+12	+15	+18	+21	+25	+28	+33	+36	+40	+45
	ei	0	+1	+1	+ 1	+ 2	+ 2	+ 2	+ 3	+ 3	+ 4	+ 4	+ 4	+ 5
m6	es	+8	+12	+15	+18	+21	+25	+30	+35	+40	+46	+52	+57	+63
	ei	+2	+4	+6	+7	+9	+9	+11	+13	+15	+17	+20	+21	+23
m7	es	+12	+16	+21	+25	+29	+34	+41	+48	+55	+63	+72	+78	+86
	ei	+2	+ 4	+6	+ 7	+ 8	+ 9	+11	+13	+15	+17	+20	+21	+23
n5	es	+8	+13	+16	+20	+24	+28	+33	+38	+45	+51	+57	+62	+67
	ei	+4	+8	+10	+12	+15	+17	+20	+23	+27	+31	+34	+37	+40
n6	es	10	+16	+19	+23	+28	+33	+39	+45	+52	+60	+66	+73	+80
	ei	+ 4	+ 8	+10	+12	+15	+17	+20	+23	+27	+31	+34	+37	+40
p6	es	+12	+20	+24	+29	+35	+42	+51	+59	+68	+79	+88	+98	+108
	ei	+6	+12	+15	+18	+22	+26	+32	+37	+43	+50	+56	+62	+68

Extraits de tolérances ISO pour alésage (en microns : 1 µm = 0,001 mm)

dimensions nominales (en mm)

au-delà de à (inclus)		1 3	3 6	6 10	10 18	18 30	30 50	50 80	80 120	120 180	180 250	250 315	315 400	
D10	ES	+60	+78	+98	+120	+149	+180	+220	+260	+305	+355	+400	+440	+480
	EI	+20	+30	+40	+50	+65	+80	+100	+120	+145	+170	+190	+210	+230
E9	ES	+39	+50	+61	+75	+92	+112	+134	+159	+185	+215	+240	+265	+290
	EI	+14	+20	+25	+32	+40	+50	+60	+72	+85	+100	+110	+125	+135
F8	ES	+20	+28	+35	+43	+53	+64	+76	+90	+106	+122	+137	+151	+165
	EI	+ 6	+10	+13	+16	+20	+25	+30	+36	+ 43	+ 50	+ 56	+ 62	+ 68
G7	ES	+12	+16	+20	+24	+28	+34	+40	+47	+54	+61	+69	+75	+83
	EI	+ 2	+ 4	+ 5	+ 6	+ 7	+ 9	+10	+12	+14	+15	+17	+18	+20
H6	ES	+6	+8	+9	+11	+13	+16	+19	+22	+25	+29	+32	+36	+40
	EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H7	ES	+10	+12	+15	+18	+21	+25	+30	+35	+40	+46	+52	+57	+63
	EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H8	ES	+14	+18	+22	+27	+33	+39	+46	+54	+63	+72	+81	+89	+97
	EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H9	ES	+25	+30	+36	+43	+52	+62	+74	+87	+100	+115	+130	+140	+155
	EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H10	ES	+40	+48	+58	+70	+84	+100	+120	+140	+160	+185	+210	+230	+250
	EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H11	ES	+60	+75	+90	+110	+130	+160	+190	+220	+250	+290	+320	+360	+400
	EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H12	ES	100	+120	+150	+180	+210	+250	+300	+350	+400	+460	+520	+570	+630
	EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H13	ES	140	+180	+220	+270	+330	+390	+460	+540	+630	+720	+810	+890	+970
	EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
J7	ES	+4	+6	+8	+10	+12	+14	+18	+22	+26	+30	+36	+39	+43
	EI	−6	−6	−7	−8	−9	−11	−12	−13	−14	−16	−16	−18	−20
JS13	±E	±70	±90	±110	±135	±165	±195	±230	±270	±315	±360	±405	±445	±485
K6	ES	+0	+2	+2	+2	+2	+3	+4	+4	+4	+5	+5	+7	+8
	EI	−6	−6	−7	−9	−11	−13	−15	−18	−21	−24	−27	−29	−32
K7	ES	0	+3	+5	+6	+6	+7	+9	+10	+12	+13	+16	+17	+18
	EI	−10	−9	−10	−12	−15	−18	−21	−25	−28	−33	−36	−40	−45
M7	ES	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	EI	−12	−12	−15	−18	−21	−25	−30	−35	−40	−46	−52	−57	−63
N7	ES	−4	−4	−4	−5	−7	−8	−9	−10	−12	−14	−14	−16	−17
	EI	−14	−16	−19	−23	−28	−33	−39	−45	−52	−60	−66	−73	−80
P7	ES	−6	−8	−9	−11	−14	−17	−21	−24	−28	−33	−36	−41	−45
	EI	−16	−20	−24	−29	−35	−42	−51	−59	−68	−79	−88	−98	−108

Tolérances ISO pour arbres et alésages

dimensions nominales (en mm)

au-delà de à (inclus)		1 3	3 6	6 10	10 18	18 24	24 30	30 40	40 50	50 65	65 80	80 100	100 120
c11	es	− 60	− 70	− 80	− 95	−110	−110	−120	−130	−140	−150	−170	−180
	si	−120	−145	−170	−205	−240	−240	−280	−290	−330	−340	−390	−400
r6	es	+16	+23	+28	+34	+41	+41	+50	+50	+60	+62	+73	+76
	ei	+10	+15	+19	+23	+28	+28	+34	+34	+41	+43	+51	+54
C11	ES	+120	+145	+170	+205	+240	+240	+280	+290	+330	+340	+390	+400
	EI	+ 60	+ 70	+ 80	+ 95	+110	+110	+120	+130	+140	+150	+170	+180
S7	ES	−14	−15	−17	−21	−27	−27	−34	−35	−42	−48	−58	−66
	EI	−24	−27	−32	−39	−48	−48	−59	−59	−72	−78	−93	−101
U7	ES	−18	−19	−22	−26	−33	−40	−51	−61	− 76	−91	−111	−131
	EI	−28	−31	−37	−44	−54	−61	−76	−86	−106	−121	−146	−166
au-delà de à (inclus)		**120 140**	**140 160**	**160 180**	**180 200**	**200 225**	**225 250**	**250 280**	**280 315**	**315 355**	**355 400**	**400 450**	**450 500**
c11	es	−200	−210	−230	−240	−260	−280	−300	−330	−360	−400	−440	−480
	ei	−450	−460	−480	−530	−550	−570	−620	−650	−720	−760	−840	−880
r6	es	+88	+90	+93	+106	+109	+113	+126	+130	+144	+150	+166	+172
	ei	+63	+65	+68	+ 77	+ 80	+ 84	+ 94	+ 98	+108	+114	+126	+132
C11	ES	+450	+460	+480	+530	+550	+570	+620	+650	+720	+760	+840	+880
	EI	+200	+210	+230	+240	+260	+280	+300	+330	+360	+400	+440	+480
S7	ES	− 77	− 85	− 93	−105	−113	−123	−138	−150	−169	−187	−209	−229
	EI	−117	−125	−133	−151	−159	−169	−190	−202	−226	−244	−272	−292
U7	ES	−155	−175	−195	−219	−241	−267	−295	−330	−369	−414	−467	−517
	EI	−195	−215	−235	−265	−287	−313	−347	−382	−426	−471	−530	−580



ÉLÉMENTS DE COTATION FONCTIONNELLE

Objectifs

- Définir les notions de cote fonctionnelle, de cote-condition et de chaîne de cotes.
- Donner une méthode de détermination des chaînes de cote et indiquer les règles de représentation vectorielle.
- Proposer des exemples et des exercices.

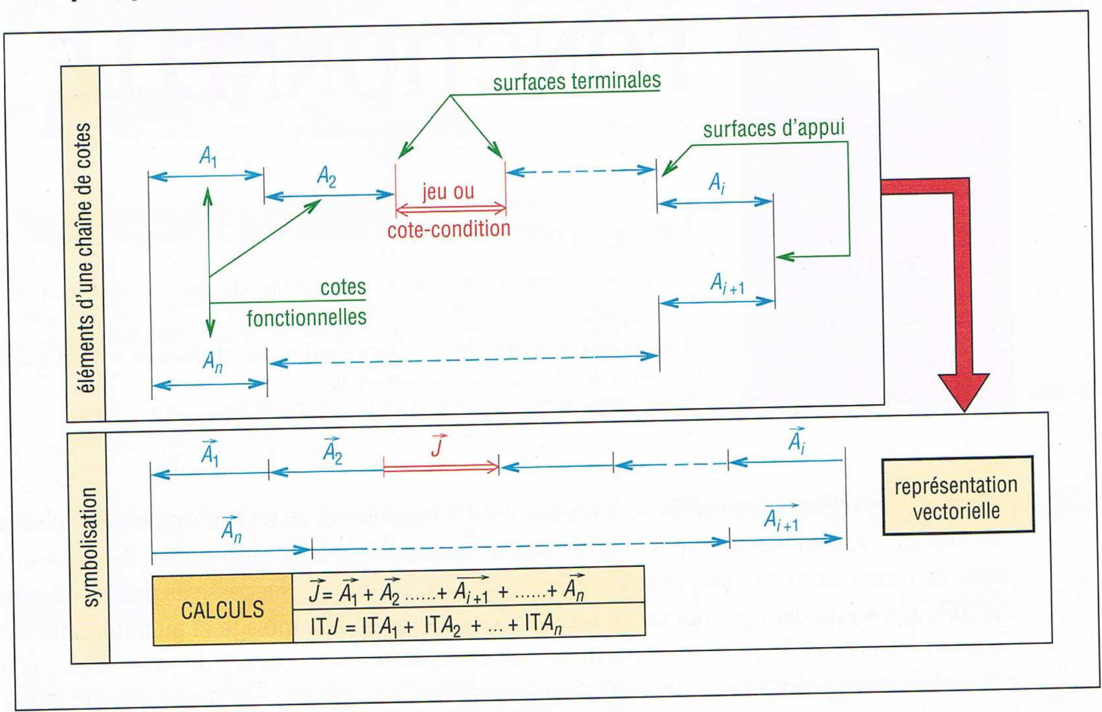
Les machines et les mécanismes sont constitués d'ensembles et de sous-ensembles de composants ou « pièces », assemblés et empilés les uns sur les autres. Chaque composant est fabriqué en série à partir de dimensions tolérancées. Conséquence : les tolérances successives des pièces empilées s'ajoutent, s'accumulent et font varier les jeux nécessaires à l'assemblage et au fonctionnement. La cotation fonctionnelle permet, à partir de calculs (chaînes de cotes…), de prévoir et calculer les liens qui existent entre jeux et dimensions tolérancées.
Sur les dessins d'ensemble, elle apparaît sous la forme de jeux ou serrage fonctionnels (cotes-conditions) et sur les dessins de définition ou de détail sous forme de cotes tolérancées et de tolérances géométriques. Les ajustements normalisés sont l'une des applications de la cotation fonctionnelle. L'approche statistique est abordée page 482.

I - Définitions

Cote-condition ou « jeu » : inscrite dans un dessin d'ensemble, c'est une cote tolérancée qui exprime une exigence liée au fonctionnement ou à l'assemblage d'un ensemble de pièces.
Exemple : jeu nécessaire à un montage, à une liberté de mouvement…
Cote fonctionnelle : inscrite dans un dessin de définition, une cote fonctionnelle est une cote tolérancée appartenant à une pièce et ayant une influence, dans la mesure où elle varie dans son intervalle de tolérance, sur la valeur d'une cote-condition.
Une cote fonctionnelle est délimitée, à ses extrémités, par deux surfaces d'appui ou par une surface d'appui et une surface terminale.
Surfaces terminales (éléments terminaux) : surfaces ou éléments (lignes…) qui précisent les deux extrémités d'une cote-condition ou jeu.
Surface d'appui : surface (ligne…) de contact entre deux pièces successives qui sert de limite, ou d'extrémité, à des cotes fonctionnelles.
Chaîne de cotes : elle rassemble toutes les cotes fonctionnelles ayant une influence sur la valeur d'une même cote condition ou jeu, et aucune autre. L'ensemble de ces dimensions, ou « maillons », disposées en série, bout à bout, forme une boucle ou un circuit fermé comme une sorte de chaîne en collier.

II – Représentation vectorielle des chaînes de cotes

Lorsque l'ensemble des cotes fonctionnelles d'une même chaîne est repéré, il est possible d'adopter, pour la description, une représentation vectorielle.



1. Exemple de chaîne de cotes et représentation vectorielle correspondante.

1. Conventions usuelles de représentation

– La cote-condition est représentée par un vecteur double trait ou « vecteur jeu J ».
– Les cotes fonctionnelles par des vecteurs simples traits.
– Le sens positif est donné par le sens du vecteur jeu J.
– Le vecteur jeu J est supposé égal à la somme de tous les vecteurs cotes fonctionnelles de la chaîne.

2. Équation de projection et calcul

Dans le cas général, les vecteurs sont tous parallèles entre eux. La projection sur un axe parallèle et de même sens que J permet d'obtenir une relation algébrique définissant le jeu (J est égal à la somme des vecteurs de sens positifs moins la somme des vecteurs de sens négatifs) :

$$J = (A_{i+1} + \ldots + A_n) - (A_1 + A_2 + \ldots + A_i)$$ (fig. 1)

a) Jeu maximal

Le jeu est maximal si les dimensions des vecteurs positifs sont maximales et si les dimensions des vecteurs négatifs sont minimales :

$$\begin{aligned} J_{maxi} &= (A_{i+1} + \ldots + A_n)_{maxi} - (A_1 + A_2 + \ldots + A_i)_{mini} \\ &= (A_{i+1maxi} + \ldots + A_{n\,maxi}) - (A_{1mini} + A_{2mini} + \ldots + A_{i\,mini}) \end{aligned}$$ (fig. 1)

b) Jeu minimal

Le jeu est minimal si les dimensions des vecteurs positifs sont minimales et si les dimensions des vecteurs négatifs sont maximales.

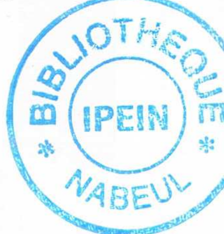
$$\begin{aligned} J_{mini} &= (A_{i+1} + \ldots + A_n)_{mini} - (A_1 + A_2 + \ldots + A_i)_{maxi} \\ &= (A_{i+1mini} + \ldots + A_{nmini}) - (A_{1maxi} + A_{2maxi} + \ldots + A_{i\,maxi}) \end{aligned} \quad \text{(fig. 1)}$$

c) Intervalle de tolérance sur le jeu (IT*J*)

Il est égal à la différence entre le jeu maxi et le jeu mini. C'est aussi la somme des intervalles de tolérances de toutes les cotes fonctionnelles de la chaîne.

$$\mathrm{IT}J = J_{maxi} - J_{mini} = (A_{1maxi} - A_{1mini}) + (A_{2maxi} - A_{2mini}) + \ldots + (A_{n\,maxi} - A_{n\,mini})$$

$$\boxed{\mathrm{IT}J = \mathrm{IT}A_1 + \mathrm{IT}A_2 + \ldots + \mathrm{IT}A_n}$$



III - Détermination des chaînes de cotes

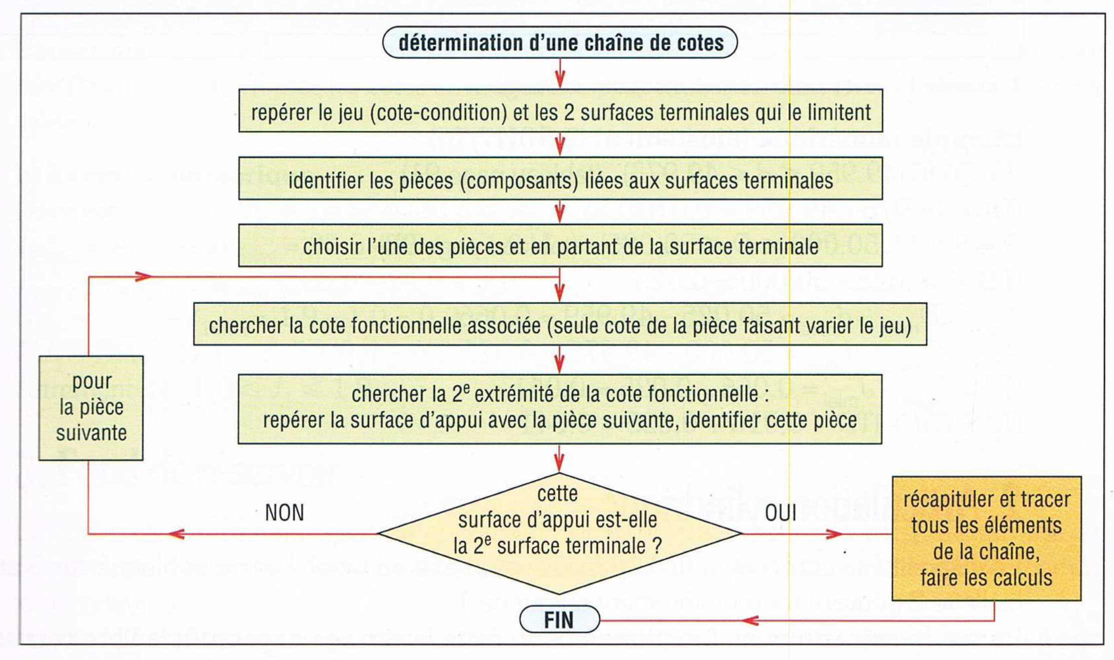
1. Définitions

Déterminer une chaîne de cotes : c'est découvrir et repérer toutes les cotes qui sont fonctionnelles pour un jeu *J* donné, c'est-à-dire toutes les cotes qui, lorsqu'elles varient dans leur intervalle de tolérance, ont une influence sur la valeur de ce jeu.
Installer une chaîne de cotes : consiste à déterminer tous les maillons, ou cotes fonctionnelles, de la chaîne et les dessiner sous forme vectorielle sur le plan d'ensemble correspondant.
Chaîne de cotes minimale : une chaîne est dite minimale lorsqu'elle ne contient que les cotes fonctionnelles nécessaires et suffisantes à son installation et aucune autre.

2. Méthode de recherche (voir organigramme)

– Choisir judicieusement et avec méthode (partir des surfaces d'appui et des surfaces terminales connues) les cotes supposées fonctionnelles pour le jeu étudié.
– Faire varier la cote choisie dans son intervalle de tolérance. Si le jeu varie, pendant que toutes les autres cotes de l'ensemble sont maintenues constantes, alors la cote est un maillon de la chaîne cherchée.

Remarque : en cas d'échec dans une direction donnée, par exemple si la surface d'appui est difficile à identifier, continuer la recherche en exploitant la deuxième surface terminale.



2. Organigramme de détermination d'une chaîne de cotes.

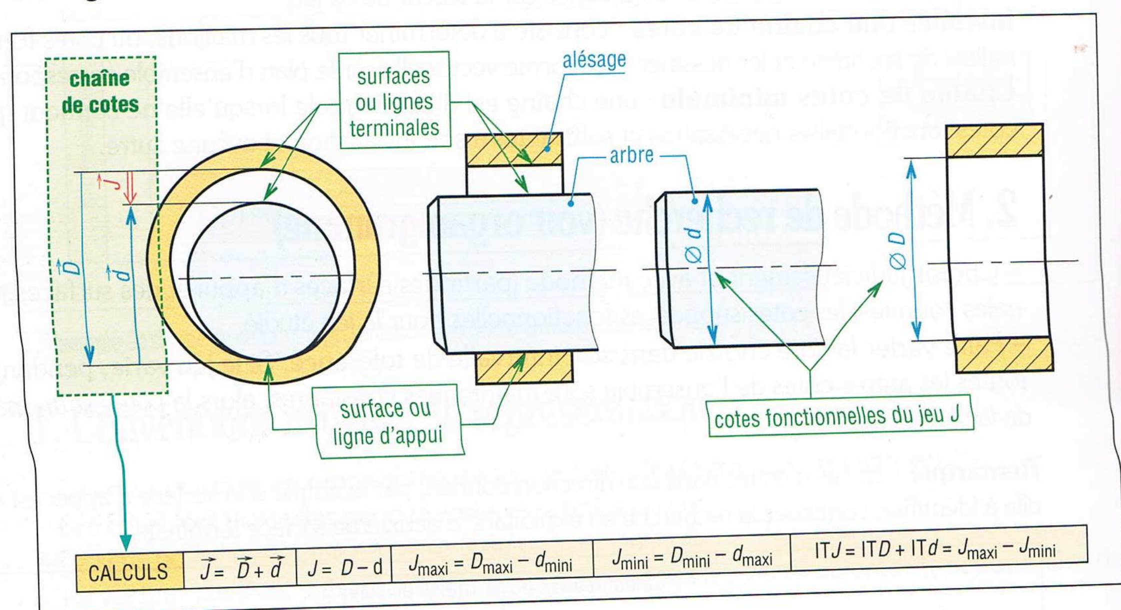
3. Règles et propriétés

– Chaque cote fonctionnelle doit appartenir à une seule et même pièce ; elle ne peut pas être une dimension mesurée entre deux pièces différentes.
– Il ne peut y avoir qu'une seule cote fonctionnelle par pièce et par chaîne.
– Une même cote peut être cote fonctionnelle pour plusieurs chaînes différentes.
– Sauf cas très particulier, il ne peut y avoir qu'une seule cote-condition ou jeu par chaîne de cotes.

IV - Exemples

1. Cas des ajustements normalisés ISO/AFNOR

Ils représentent la chaîne de cotes la plus simple avec trois maillons : le jeu plus deux cotes fonctionnelles (diamètres de l'arbre et de l'alésage). Le jeu peut être positif ou négatif si le montage est serré.



3. Exemple 1 : jeu et cotes fonctionnels des ajustements usuels.

Exemple numérique (ajustement ∅ 50H7/f6) :

$d = 50$ f6 $(49{,}959 \leqslant d \leqslant 49{,}975)$ (tableau page 91)

$ITd = 49{,}975 - 49{,}959 = 0{,}016$

$D = 50$ H7 $(50{,}000 \leqslant D \leqslant 50{,}025)$ (tableau page 92)

$ITD = 50{,}025 - 50{,}000 = 0{,}025$

$J_{maxi} = D_{maxi} - d_{mini} = 50{,}025 - 49{,}959 = 0{,}066$

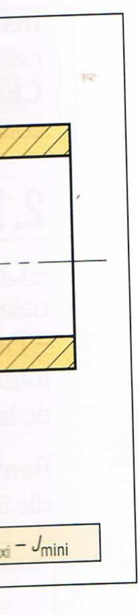
$J_{mini} = D_{mini} - d_{maxi} = 50{,}000 - 49{,}975 = 0{,}025$

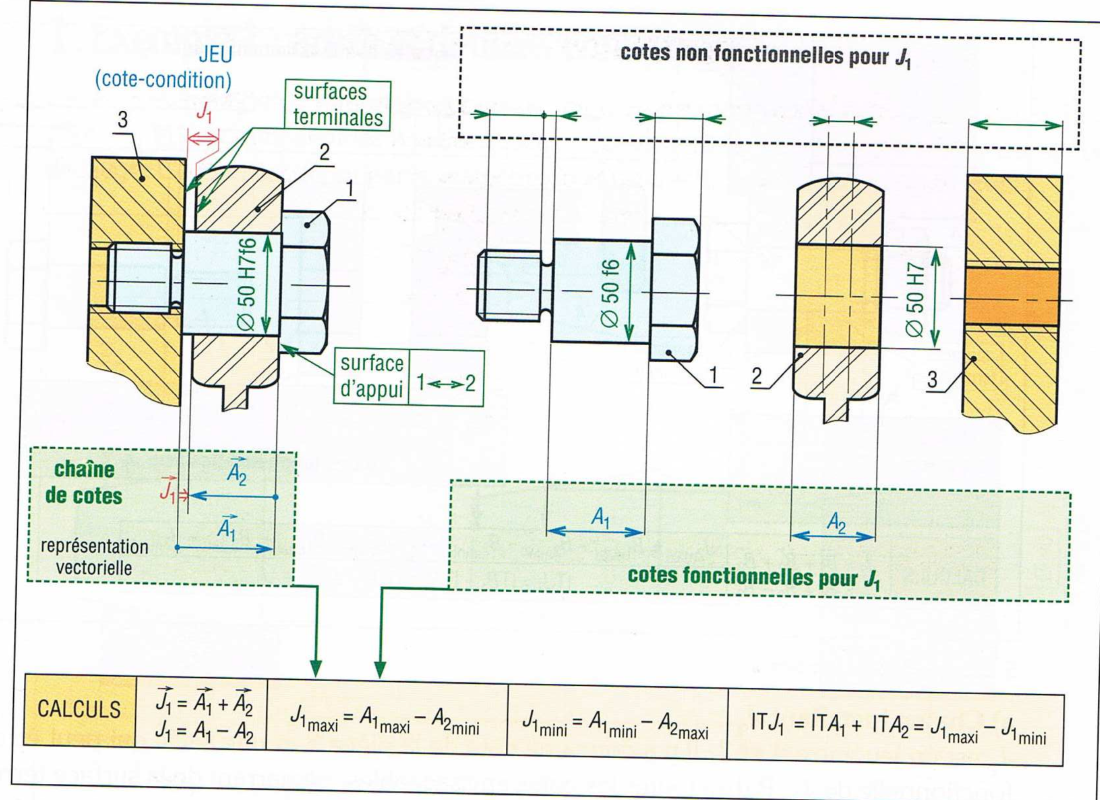
$ITJ = J_{maxi} - J_{mini} = 0{,}066 - 0{,}025 = 0{,}041$

$ITJ = ITd + ITD = 0{,}016 + 0{,}025 = 0{,}041$

2. Articulation cylindrique

Le dispositif se compose d'un bâti fixe 3, d'un axe ou pivot 1 serré et bloqué sur 3 et d'un biellette 2 pouvant tourner librement autour de 1.
Le jeu J_1, nécessaire au fonctionnement, évite le serrage et garantit la libre rotation de la pièce 2.





4. Exemple 2 : articulation cylindrique.

a) Chaîne de cotes installant J_1

J_1 est le jeu entre 3 et 2. Il y a donc une cote de la pièce 2, et une seule, qui est cote fonctionnelle pour J_1. De toutes les cotes possibles démarrant de la surface terminale droite du jeu, A_2 est la seule possible. Si A_2 diminue alors que toutes les autres dimensions restent constantes, J_1 augmente et inversement.

A_2 a sa deuxième extrémité sur la surface d'appui 2/1. En conséquence une cote de la pièce 1, et une seule, est cote fonctionnelle de J_1. A_1 est la seule cote, démarrant de la surface 2/1, possible. Si A_1 diminue, toutes les autres dimensions étant maintenues constantes, J_1 diminue et inversement.

A1 a sa deuxième extrémité sur la surface d'appui 1/3. C'est aussi la deuxième surface terminale de J_1. La boucle est terminée, toutes les cotes fonctionnelles installant J_1 sont connues.

Remarque : aucune des cotes de la pièce 3, démarrant de la surface d'appui 1/3, peut être cote fonctionnelle de J_1. Toutes les cotes envisageables peuvent varier, dans leur IT, sans modifier la valeur du jeu.

b) Exemple numérique

Données : $[25{,}0 \leqslant A_1 \leqslant 25{,}5]$ et $[23{,}6 \leqslant A_2 \leqslant 24{,}0]$

$J_{1maxi} = A_{1maxi} - A_{2mini} = 25{,}5 - 23{,}6 = 1{,}9$

$J_{1mini} = A_{1mini} - A_{2maxi} = 25{,}0 - 24{,}0 = 1{,}0$

$ITJ_1 = J_{1maxi} - J_{1mini} = 1{,}9 - 1{,}0 = 0{,}9$

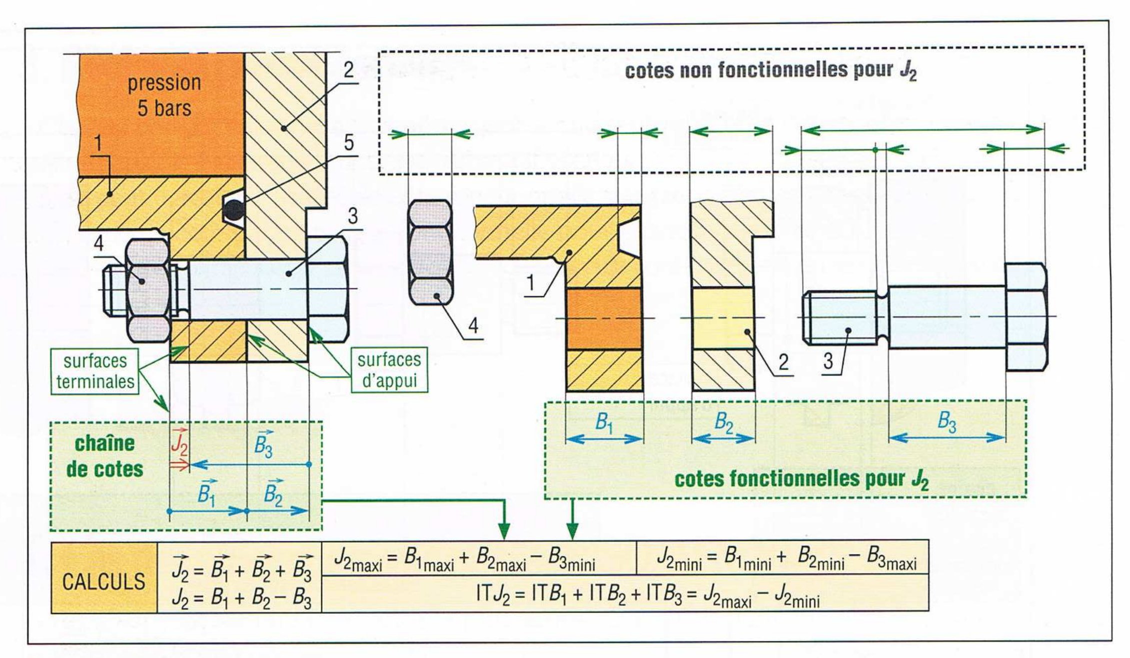
$ITJ_1 = ITA_1 + ITA_2 = 0{,}5 + 0{,}4 = 0{,}9$

autrement dit : $1{,}0 \leqslant J_1 \leqslant 1{,}9$.

3. Fond de réservoir

Le couvercle 4 ferme un réservoir contenant un fluide sous pression (5 bars). Le serrage du couvercle est réalisé par une série de boulons identiques (3 + 4) et l'étanchéité assurée par un joint torique 5.

Le jeu J_2 garantit le serrage du couvercle et l'étanchéité ; il évite l'appui de l'écrou 4 sur l'épaulement de la vis 3 et des fuites.



5. Exemple 3 : fond de réservoir.

a) Chaîne installant J_2

J_2 est un jeu entre 4 et 3. Il y a donc une cote de la pièce 3 et une seule qui peut être cote fonctionnelle de J_2. Parmi toutes les cotes envisageables, démarrant de la surface terminale droite du jeu, B_3 est la seule possible.

B_3 a sa deuxième extrémité sur la surface d'appui 3/2. Il y a donc une cote de la pièce 2 et une seule qui peut être fonctionnelle pour J_2. Parmi toutes les cotes (démarrant de la surface d'appui 3/2), B_2 est la seule possible.

B_2 a sa deuxième extrémité sur la surface d'appui 2/1. Il y a donc une cote de la pièce 1 et une seule qui peut être fonctionnelle pour J_2. Parmi toutes les cotes, démarrant de la surface d'appui 2/1, B_1 est la seule possible.

B_1 a sa deuxième extrémité sur la surface d'appui 1/4. Cette surface d'appui est aussi la deuxième surface terminale de J_2 ; à noter qu'aucune cote de l'écrou 4 ne peut être cote fonctionnelle de J_2. Toutes les cotes fonctionnelles de la chaîne sont donc connues.

b) Exemple numérique

Données : $20{,}0 \leqslant B_1 \leqslant 22{,}0$; $18{,}0 \leqslant B_2 \leqslant 19{,}2$; $39{,}0 \leqslant B_3 \leqslant 40{,}0$

$$J_{2maxi} = B_{1maxi} + B_{2maxi} - B_{3mini}$$
$$= 22{,}0 + 19{,}2 - 39{,}0 = 41{,}2 - 39{,}0 = 2{,}2$$
$$J_{2mini} = B_{1mini} + B_{2mini} - B_{3maxi}$$
$$= 20{,}0 + 18{,}0 - 40{,}0 = 38{,}0 - 40{,}0 = -2{,}0$$
$$IT J_2 = IT B_1 + IT B_2 + IT B_3 = 2{,}0 + 1{,}2 + 1{,}0 = 4{,}2$$
$$IT J_2 = J_{2maxi} - J_{2mini} = 2{,}2 - (-2{,}0) = 4{,}2.$$

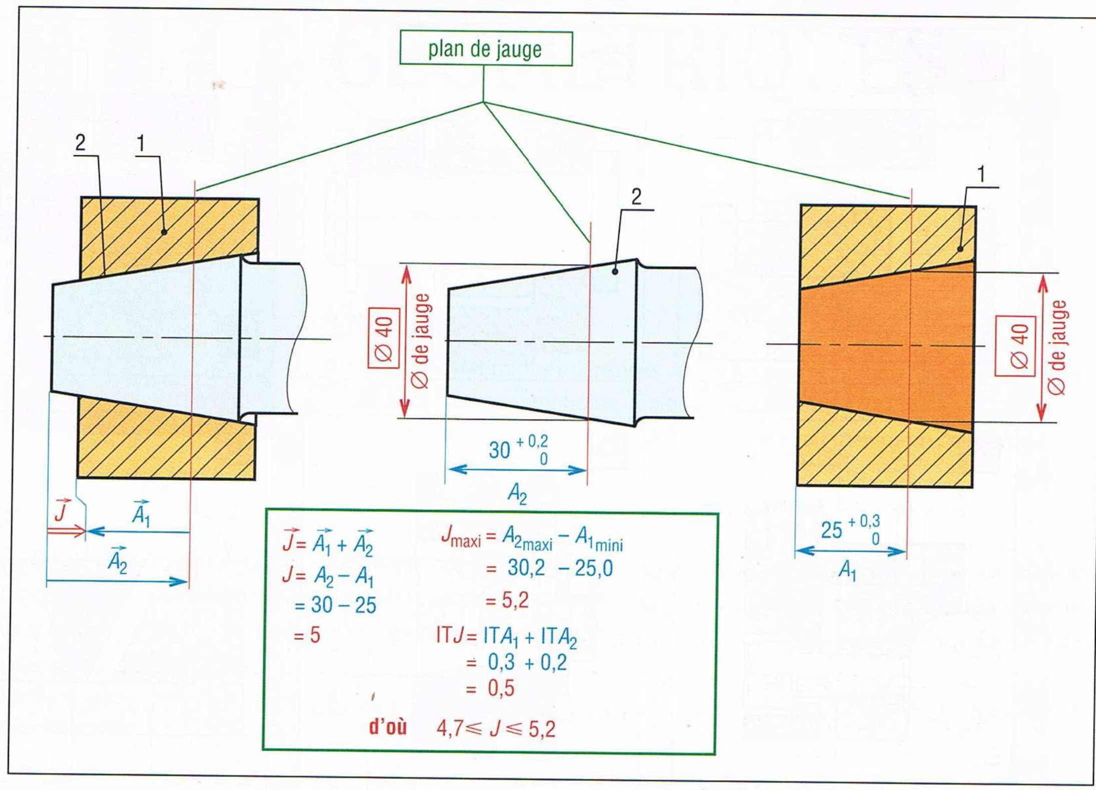
Remarque : pour les dimensions choisies, il existe de nombreux cas possibles où $B_3 > B_1 + B_2$; cela amène un jeu négatif « $J_2 < 0$ » et par là des fuites. Le serrage du couvercle n'est donc pas garanti ; il ne pourra l'être que si J_2 est toujours positif.

V - Cas des formes coniques

La position axiale des formes coniques, cylindriques ou prismatiques, exige l'emploi d'un plan de jauge (plan de référence permettant la cotation). Les cotes théoriques nécessaires à la définition de ce plan doivent être encadrées.

1. Exemple 1 : arbre et douilles coniques

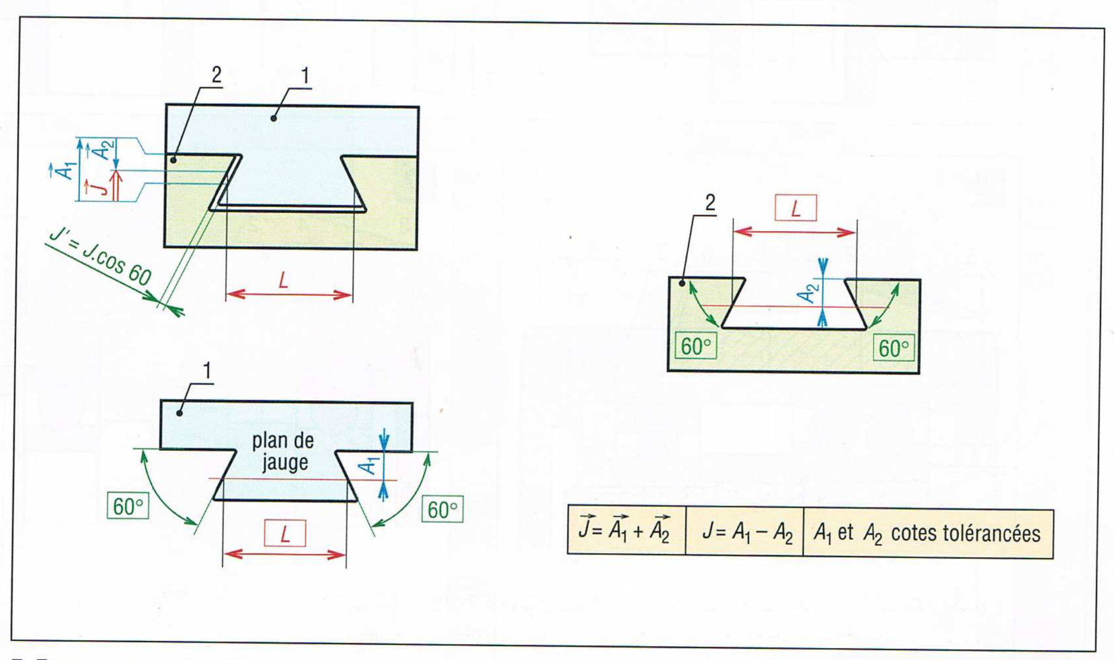
Le jeu J évite la déformation, ou bourrelet de matière, du fond de l'alésage conique 1. Les cotes A_1 et A_2 définissent les positions axiales des extrémités des deux pièces à partir du plan de jauge. Ce plan est défini par le diamètre de jauge de 40 (cote théorique encadrée).



6. Arbre et douille coniques.

2. Exemple 2 : guidage par queue d'aronde

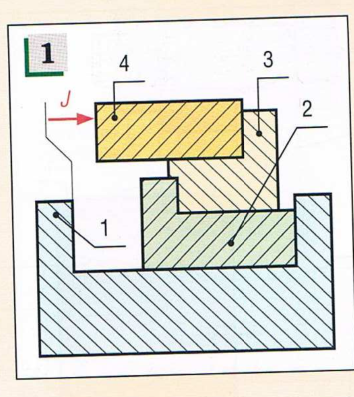
L'angle d'inclinaison et la manière de repérer le jeu jouent un rôle : J' jeu entre les deux surfaces est égal à $J.\cos\alpha$.

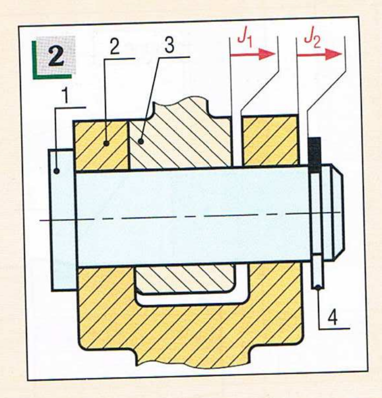


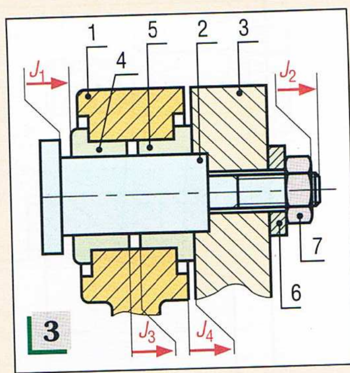
7. Forme en queue d'aronde.

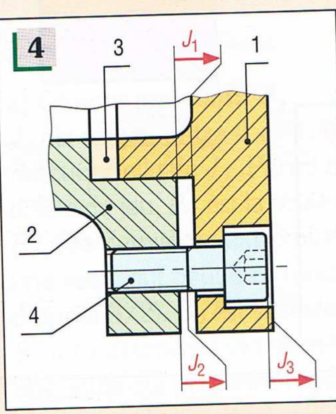
VI - Exercices

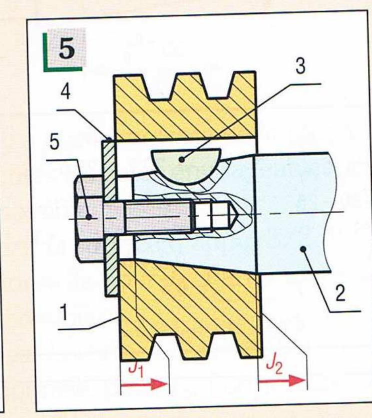
Pour les exercices suivants installer les chaînes de cotes relatives aux jeux indiqués. Pour l'exercice 7, calculer J_{1maxi}, J_{1mini}, ITJ_1, J_{2maxi}, J_{2mini} et ITJ_2.

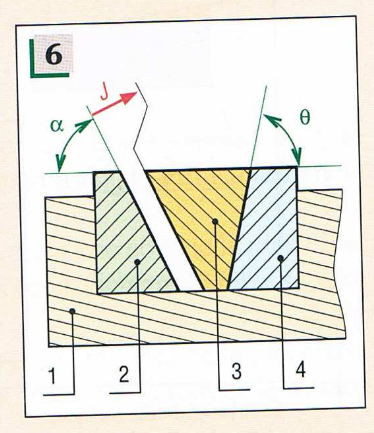


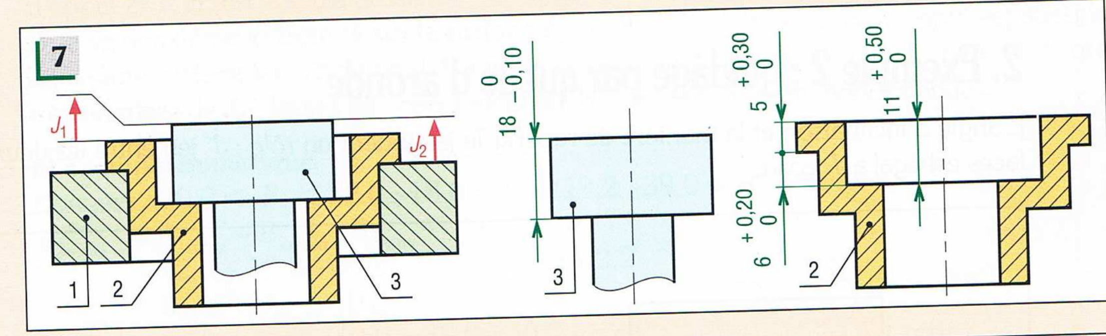


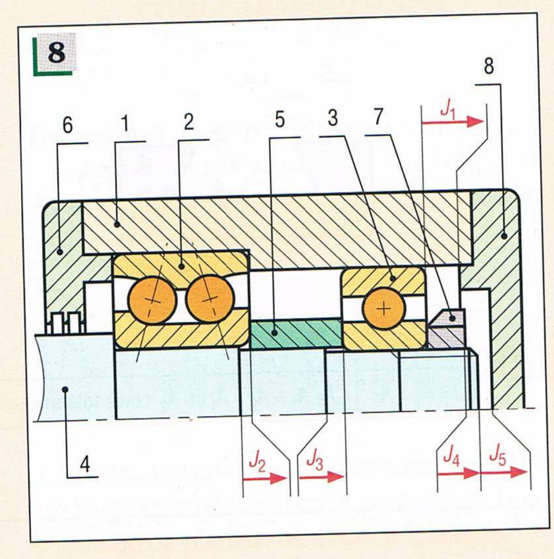


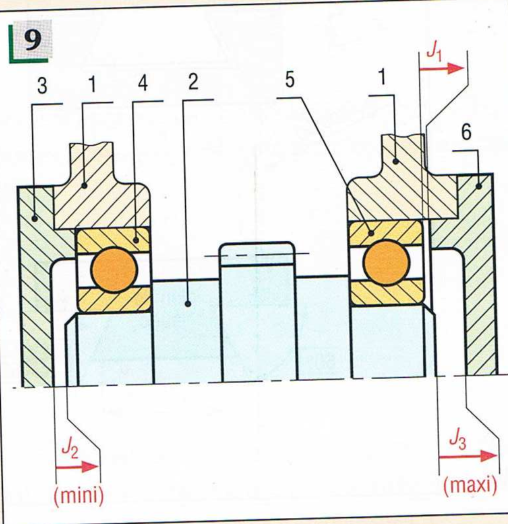


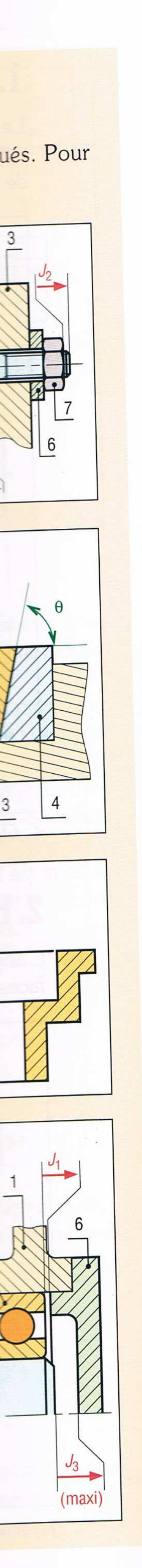














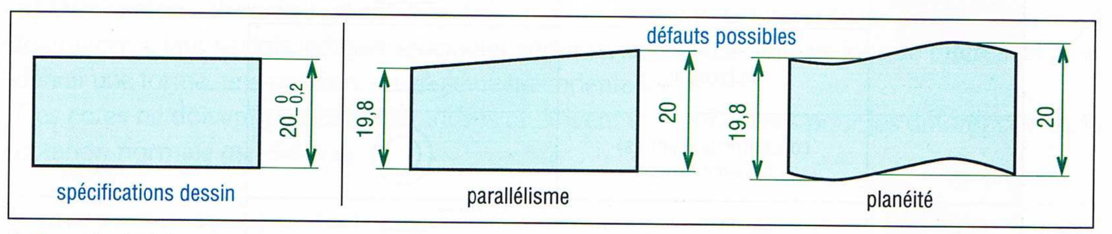
TOLÉRANCES GÉOMÉTRIQUES (Normes GPS)

Objectifs

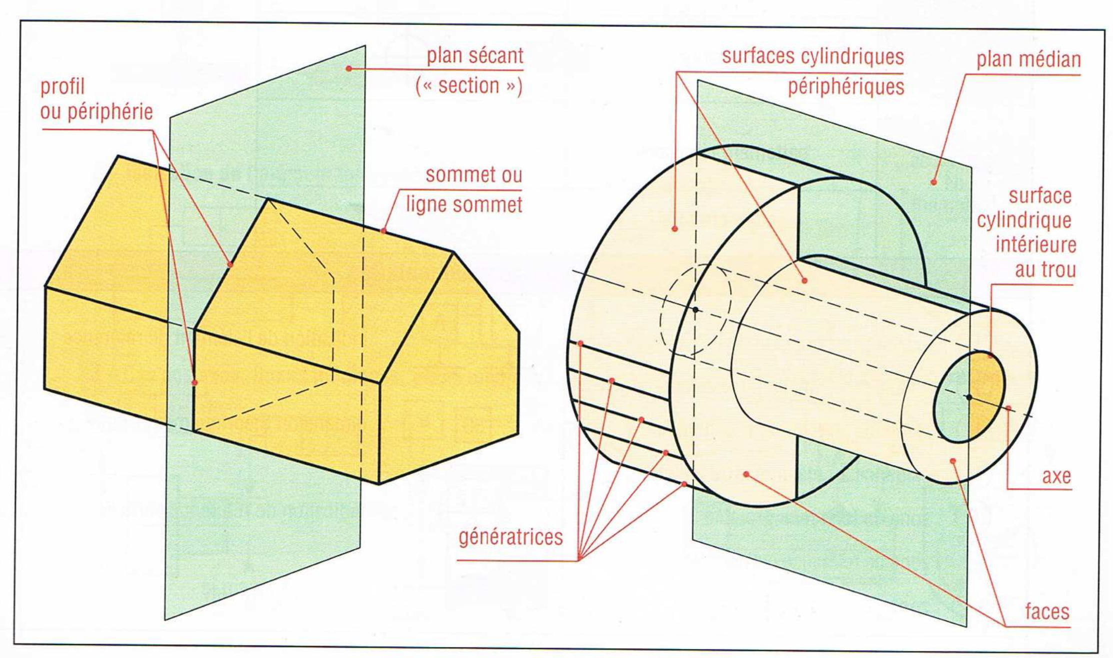
- Décrire et définir les tolérances géométriques et indiquer la normalisation correspondante : symboles, règles d'inscription…
- Donner des notions dans le cas de la cotation au maximum de matière.

Les tolérances dimensionnelles usuelles (ajustements…) ne suffisent pas toujours pour définir rigoureusement la forme géométrique d'un objet. Malgré la cotation tolérancée des dimensions, des défauts géométriques nuisibles au fonctionnement et à l'assemblage sont toujours possibles (exemple **fig. 1**).

Principales normes GPS utilisées : NF EN ISO 1101, NF E 04-554 (ISO 5459), E 04-555 (ISO 2692), NF ISO 8015.



1. Exemples de défauts géométriques.



2. Rappels géométriques.

Les tolérances géométriques (normes internationales : **fig. 3**) permettent de corriger ces défauts et précisent les variations permises. Elles sont toujours restrictives par rapport aux tolérances dimensionnelles. Leur emploi ne doit pas être systématique. Un excès de spécifications amène un surcoût inutile. Les tolérances retenues doivent rester aussi larges que possible.

Les tolérances géométriques - NF EN ISO 1101

type de tolérances	cas	symbole (ISO)	observation
tolérances de forme	rectitude	⏤	s'utilisent sans élément de référence
	planéité	⏥	
	circularité	○	
	cylindricité	⌭	
	profil d'une ligne	⌒	également utilisées avec tolérances de position, d'orientation et élément de référence
	profil d'une surface	⌓	
tolérances d'orientation	parallélisme	//	s'utilisent avec élément de référence (axe, plan...)
	perpendicularité	⊥	
	inclinaison	∠	
tolérances de position	concentricité (centres) coaxialité (axes)	◎	
	symétrie	⌯	
	localisation	⌖	
tolérances de battement	battement circulaire	↗	
	battement total	⌰	

Symboles complémentaires

Ⓔ	exigence ou principe de l'enveloppe	A (encadré, sur triangle de référence)	indication de l'élément de référence
Ⓕ	condition à l'état libre (pièces non rigides)	50 (encadré)	dimension théoriquement exacte
Ⓛ	exigence au minimum de matière	∅2 / A1 (cercle)	indication de référence partielle
Ⓜ	exigence au maximum de matière	○ (sur ligne de repère)	tout autour (profil)
Ⓟ	zone de tolérance projetée		
∅	zone de tolérance cylindrique ou circulaire		
S ∅	zone de tolérance sphérique		

3. Les tolérances géométriques (normes internationales ISO).



Autres symboles complémentaires		Filetages :
CZ : zone commune **NC :** non convexe **LE :** ligne	**MD :** diamètre extérieur (filetages et engrenages) **LD :** diamètre intérieur (filetages et engrenages) **PD :** diamètre sur flanc (filetages) ou primitif (engrenages) **ACS :** section droite quelconque	A LD MD

3 bis. Tolérances géométriques (normes internationales NF EN ISO 1101) (suite).

I – Inscriptions normalisées

1. Inscription des éléments de référence

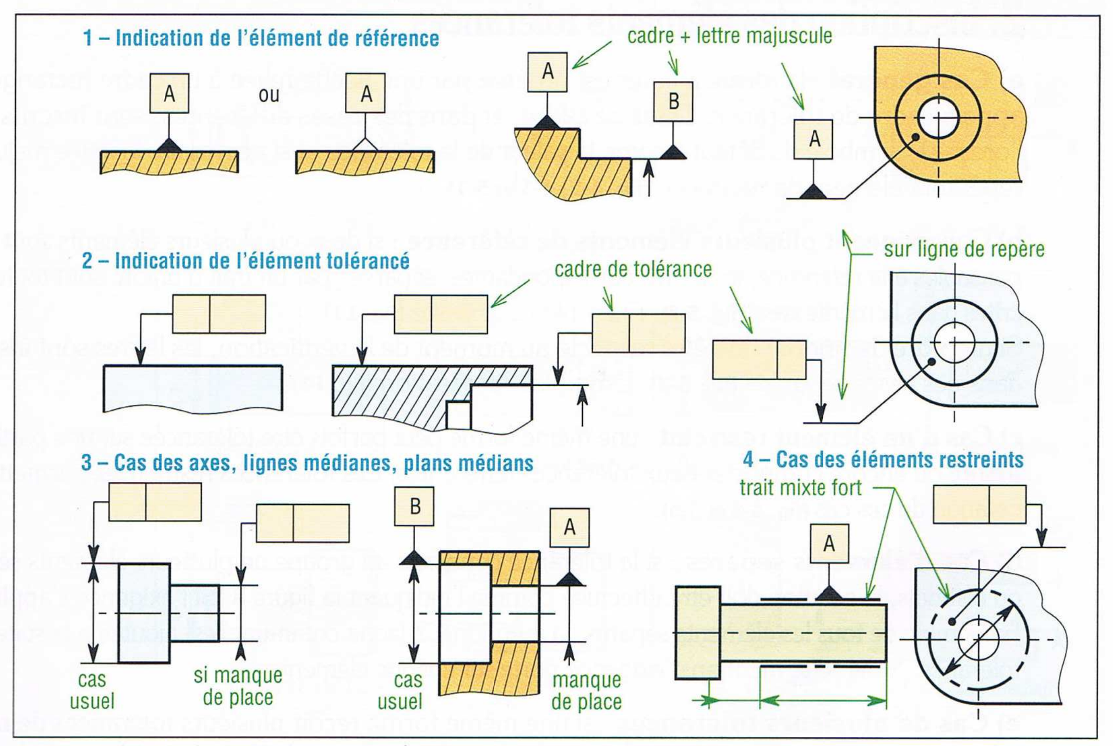
Contrairement aux tolérances de forme, les tolérances de position, d'orientation et de battement exigent l'emploi d'une référence ou élément de référence : point, axe, ligne, surface…

a) Identification d'un élément de référence : la forme choisie comme référence (ligne, surface, point), doit être identifiée par une lettre majuscule inscrite dans un cadre relié à un triangle, noirci ou non **(fig. 4-1 et 4-3)**.

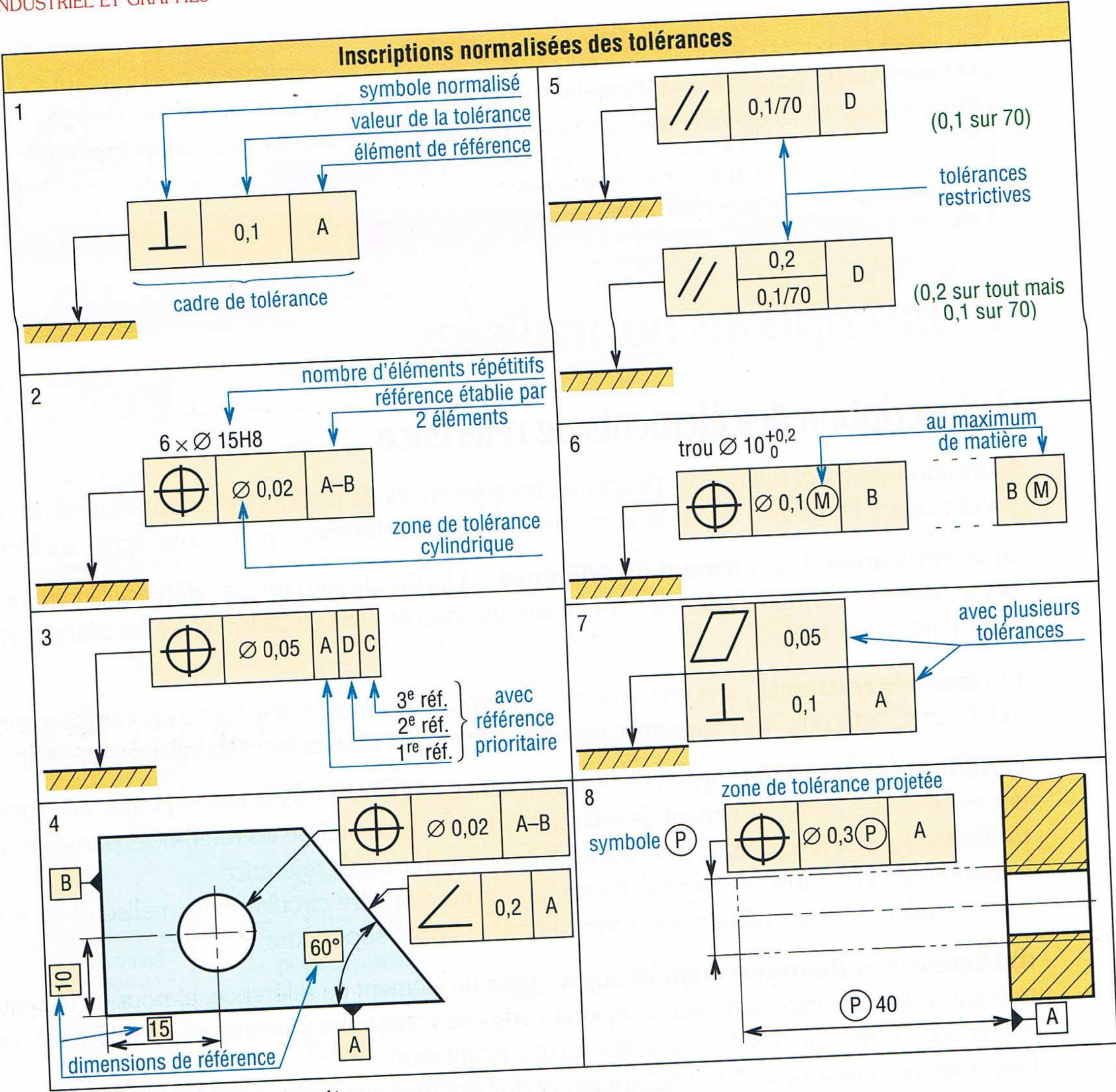
b) Éléments restreints : si la référence ne concerne qu'une partie de la forme choisie (élément restreint), cette partie doit être représentée par un trait mixte fort et les cotes utiles indiquées **(fig. 4-4)**.

c) Références partielles : il est parfois nécessaire de repérer un ou plusieurs points, une ligne ou une zone limitée comme élément de référence. À cette fin on utilise les références partielles (normalisation **fig. 6**). Par exemple, trois points définissent un plan de référence.
L'identification est inscrite dans la partie inférieure du cadre circulaire normalisé et les informations additionnelles (dimension zone…) dans la partie supérieure.

d) Dimensions théoriquement exactes : pour un élément de référence, et pour un élément à tolérancer, il faut parfois indiquer ou ajouter certaines cotes utiles (dimensions de référence) pour définir une forme, une position, un angle ou une orientation.
Ces cotes ne doivent pas être tolérancées et doivent être encadrées pour les différencier de la cotation normale **(fig. 5-4 et 6)**.



4. Inscriptions normalisées des éléments de références et des éléments tolérancés.



5. Inscriptions normalisées des tolérances.

2. Inscription des éléments tolérancés

a) Cas général : la forme à coter est repérée par une flèche reliée à un cadre rectangulaire appelé cadre de tolérance. Dans ce cadre, et dans des cases différentes, sont inscrits dans l'ordre : le symbole du défaut à coter, la valeur de la tolérance et si nécessaire la lettre majuscule repérant l'élément de référence **(fig. 4-2, 4-3 et 5-1)**.

b) Cas exigeant plusieurs éléments de référence : si deux ou plusieurs éléments sont indispensables à la référence, les lettres correspondantes, séparées par un trait d'union, sont toutes inscrites dans la même case **(fig. 5-2)**. Exemple : coaxialité **(fig. 11)**.
Si un ordre de priorité doit être respecté au moment de la vérification, les lettres sont inscrites dans des cases séparées **(fig. 5-3)**. Exemple : localisation **(fig. 11)**.

c) Cas d'un élément restreint : une même forme peut parfois être tolérancée sur une partie restreinte ou encore comporter deux tolérances différentes. Les tolérances restrictives permettent la cotation de ces cas **(fig. 4-4 et 5-5)**.

d) Cas d'éléments séparés : si la tolérance concerne un groupe de plusieurs éléments séparés ou distincts, la cotation doit être effectuée comme l'indiquent la figure **8**. Si l'exigence s'applique à l'ensemble de tous les éléments séparés, la mention CZ (zone commune) est ajoutée à la suite de la tolérance. Sans cette mention, l'exigence porte sur chaque élément.

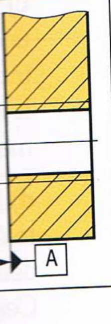
e) Cas de plusieurs tolérances : si une même forme reçoit plusieurs tolérances de nature différentes en même temps, l'inscription peut être effectuée comme l'indique la figure **5-7**.

ır 70)

nces
ctives

tout mais
ır 70)

mum
ière



plusieurs
érances

tangulaire
scrits dans
majuscule

s sont indis-
t toutes ins-

nt inscrites

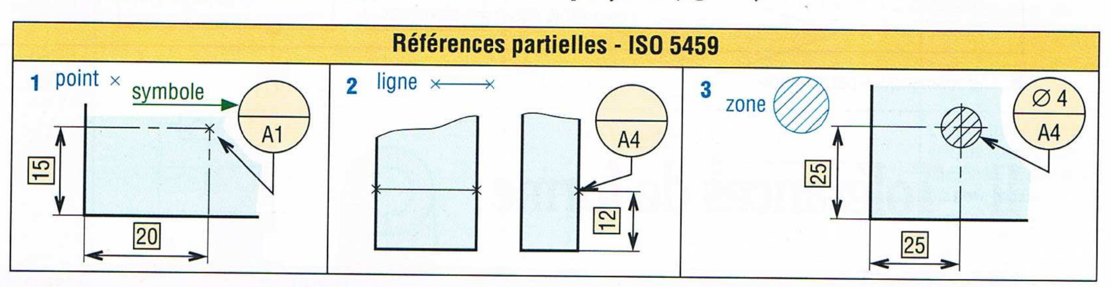
e partie res-
ermettent la

ents séparés
s'applique à
la suite de la

es de nature
5-7.

f) Cas d'une cotation au maximum de matière : l'inscription doit être réalisée avec le symbole M encadré **(fig. 5-6)**. Le principe peut s'appliquer à la tolérance, à la référence ou aux deux en même temps. Il ne s'applique pas aux tolérances de battement. (Voir aussi paragraphe VIII).

g) Cas d'une zone de tolérance projetée : dans certains cas, la tolérance géométrique n'est pas appliquée à un élément ou une forme mais uniquement à son prolongement (en dehors l'objet). Utilisations : formes servant d'implantations à des goujons, clavettes, goupilles...
Le symbole P encadré doit être utilisé après la valeur de la tolérance géométrique et avant toutes les cotes utiles à la définition de la forme projetée **(fig. 5-8)**.

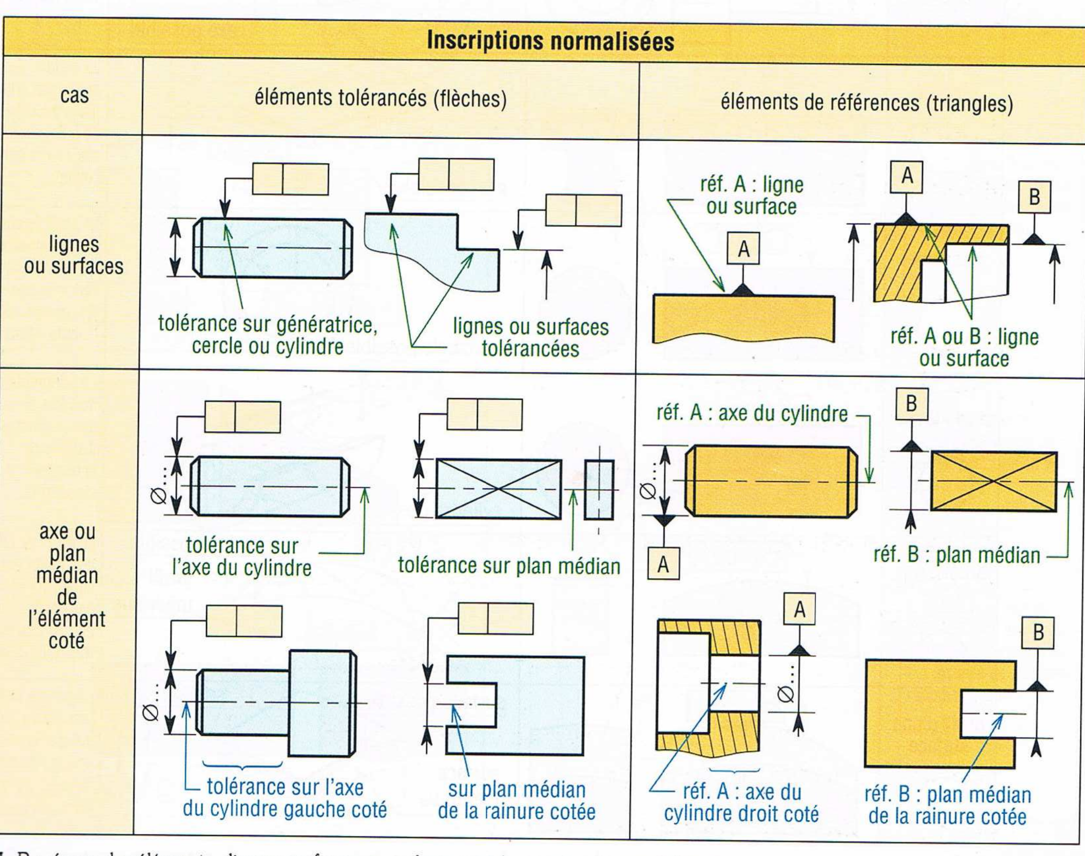


6. Références partielles permettant de définir des éléments de référence (plan...).

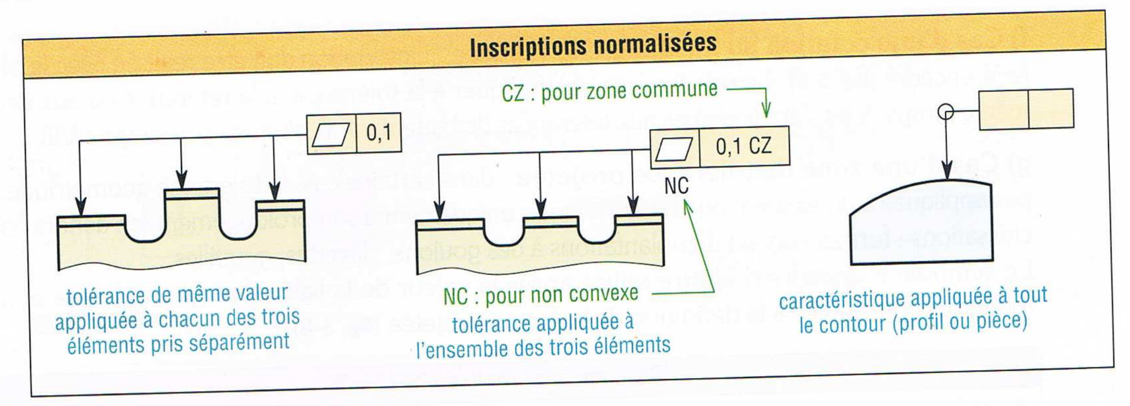
3. Repérage des éléments de référence et des éléments tolérancés

Les éléments tolérancés ou les éléments de référence peuvent être :
- des lignes ou des surfaces ;
- des axes, des plans médians d'objets ou des centres ;
- des axes ou des plans médians d'une partie ou d'un tronçon d'un objet.

Dans le premier cas, le triangle ou la flèche doivent aboutir sur l'élément même ou, si ce n'est pas possible, sur une ligne de rappel **(fig. 7)**.
Dans les deux autres cas, le triangle ou la flèche doivent aboutir et être tracés dans le prolongement de la ligne de cote donnant la dimension de la forme **(fig. 7)**.



7. Repérage des éléments : lignes, surfaces, axes, lignes médianes et sufaces médianes.



8. Caractéristiques particulières.

II - Tolérances de forme

Symbole	Exemple	Interprétation	Observations
rectitude —	— 0,1	sommet possible; 0,1 IT	La ligne sommet doit rester entre deux droites parallèles (du dessin) distantes de 0,1, parallèles ou non aux autres parties de l'objet.
	— 0,05	génératrice possible; 0,05 IT	Chaque génératrice du cylindre doit rester entre deux droites parallèles distantes de 0,05, parallèles ou non à l'axe.
	— ∅ 0,2	IT ∅ 0,2; axe possible	L'axe du cylindre doit être contenu dans une zone cylindrique de diamètre 0,2, coaxiale ou non à l'axe de la pièce
planéité ▱	▱ 0,2	0,2; IT; plan possible	La surface de la pièce doit rester entre deux plans parallèles distants de 0,2, parallèles ou non aux autres parties de l'objet.
circularité ○	○ 0,1	0,1 IT; cercle possible	Le profil de chaque section perpendiculaire à l'axe doit rester entre deux cercles concentriques distants de 0,1, centrés ou non sur l'axe du cylindre.
cylindricité ⌭	⌭ 0,1	0,1; 0,1 IT; cylindre possible	La périphérie du cylindre doit être contenue entre deux cylindres coaxiaux distants de 0,1 (englobe la rectitude et la circularité).
profil d'une ligne ⌒	⌒ 0,2; R	∅ 0,2; forme possible; profil théorique; 0,1; R; 0,1	Le profil de chaque ligne doit rester entre deux lignes qui enveloppent des cercles de diamètre 0,2 centrés sur le profil théorique spécifié.
profil d'une surface ⌓	⌓ 0,4	surface possible; sphère ∅ 0,4; 0,2; 0,2; surface théorique	La surface de l'objet doit rester entre deux surfaces qui enveloppent des sphères de diamètre 0,4 centrées sur la surface théorique spécifiée.

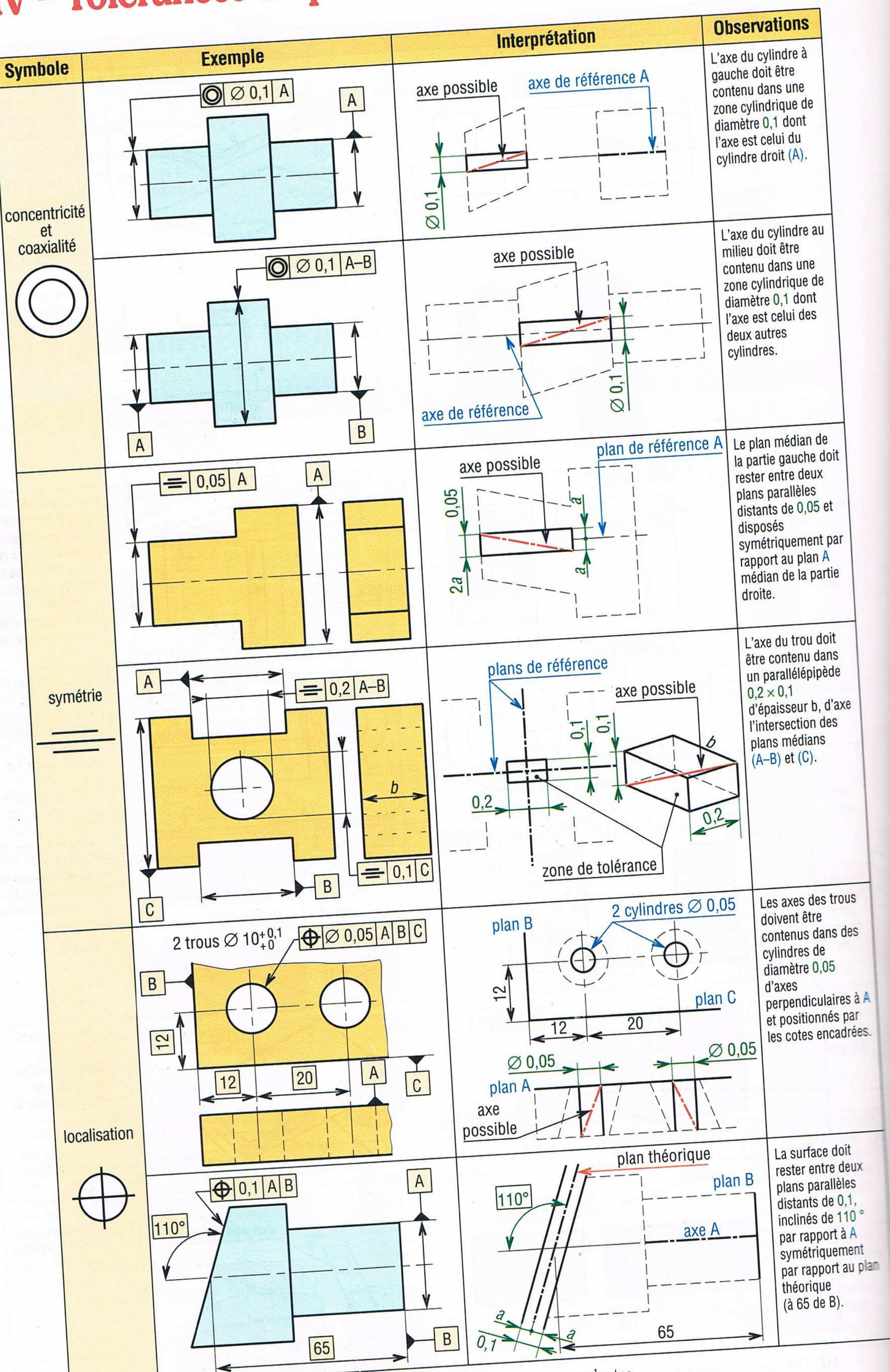
9. Tolérances de forme : exemples d'indications et interprétations correspondantes.

III – Tolérances d'orientation

Symbole	Exemple	Interprétation	Observations
paral-lélisme //	// 0,1 A ; A	surface possible ; 0,1 ; IT ; plan A de référence	La surface supérieure doit rester entre deux plans distants de 0,1 et parallèles au plan de référence A. Remarque : peut s'appliquer à une ligne ou un axe.
	// ∅ 0,2 A ; A	axe possible ; IT ; ∅ 0,2 ; axe A de référence	L'axe du trou supérieur doit être contenu dans un cylindre de diamètre 0,2 d'axe parallèle à l'axe de référence A.
perpen-dicularité ⊥	⊥ 0,15 A ; A	plan A de référence ; 0,15 ; IT ; surface possible	La surface latérale gauche doit rester entre deux plans parallèles distants de 0,15 et perpendiculaires au plan de référence A. Remarque : la référence peut être une droite ou un axe.
	⊥ ∅ 0,05 A ; A	IT ; ∅ 0,05 ; axe possible ; plan A de référence	L'axe du cylindre à gauche doit être contenu dans une zone cylindrique de diamètre 0,5 d'axe perpendiculaire à A.
	⊥ 1 A ; ⊥ 2 A ; A ; *a* ; *b*	1 ; 2 ; axe possible ; a ; b ; plan A de référence	L'axe du cylindre doit être contenu dans une zone parallélépipédique (1 × 2) perpendiculaire au plan A (*a* x *b*).
incli-naison ∠	∠ 0,3 A ; A ; 30°	0,3 ; IT ; surface possible ; 30° ; plan A de référence	La surface doit rester entre deux plans parallèles distants de 0,3 et inclinées de 30 ° par rapport au plan de référence A. Remarque : la référence peut être une droite ou un axe.
	∠ ∅ 0,1 A ; 70° ; A	∅ 0,1 ; axe possible ; 70° ; plan A de référence	L'axe du trou doit être contenu dans une zone cylindrique de diamètre 0,1 inclinée de 70 ° par rapport au plan A.

10. Tolérances d'orientation : exemples d'indications et interprétations correspondantes.

IV – Tolérances de position



Symbole	Exemple	Interprétation	Observations
concentricité et coaxialité	◎ Ø 0,1 A ; A	axe possible ; axe de référence A ; Ø 0,1	L'axe du cylindre à gauche doit être contenu dans une zone cylindrique de diamètre 0,1 dont l'axe est celui du cylindre droit (A).
	◎ Ø 0,1 A–B ; A ; B	axe possible ; axe de référence ; Ø 0,1	L'axe du cylindre au milieu doit être contenu dans une zone cylindrique de diamètre 0,1 dont l'axe est celui des deux autres cylindres.
symétrie	⌯ 0,05 A ; A	axe possible ; plan de référence A ; 0,05 ; 2a ; a ; a	Le plan médian de la partie gauche doit rester entre deux plans parallèles distants de 0,05 et disposés symétriquement par rapport au plan A médian de la partie droite.
	A ; ⌯ 0,2 A–B ; b ; ⌯ 0,1 C ; B ; C	plans de référence ; axe possible ; 0,1 ; 0,1 ; 0,2 ; b ; 0,2 ; zone de tolérance	L'axe du trou doit être contenu dans un parallélépipède 0,2 × 0,1 d'épaisseur b, d'axe l'intersection des plans médians (A–B) et (C).
localisation	2 trous Ø $10^{+0,1}_{+0}$ ⌖ Ø 0,05 A B C ; B ; 12 ; 12 ; 20 ; A ; C	plan B ; 2 cylindres Ø 0,05 ; 12 ; 12 ; 20 ; plan C ; Ø 0,05 ; Ø 0,05 ; plan A ; axe possible	Les axes des trous doivent être contenus dans des cylindres de diamètre 0,05 d'axes perpendiculaires à A et positionnés par les cotes encadrées.
	⌖ 0,1 A B ; A ; 110° ; 65 ; B	plan théorique ; 110° ; plan B ; axe A ; a ; a ; 0,1 ; 65	La surface doit rester entre deux plans parallèles distants de 0,1, inclinés de 110 ° par rapport à A symétriquement par rapport au plan théorique (à 65 de B).

11. Tolérances de position : exemples d'indications et interprétations correspondantes.

V - Tolérances de battement

1. Battement circulaire

Plusieurs mesures sont nécessaires pour contrôler toute la surface spécifiée et la tolérance doit être respectée pour chaque position de mesure. La variation est mesurée dans la direction indiquée par la flèche. Au cours du mesurage, pendant une rotation complète autour de l'axe de référence, il n'y a pas déplacement de l'instrument de mesure ni déplacement axial de la pièce. Une erreur de battement simple peut résulter par exemple de défauts de circularité, planéité, cylindricité, perpendicularité (pris séparément ou en combinaison).

2. Battement total

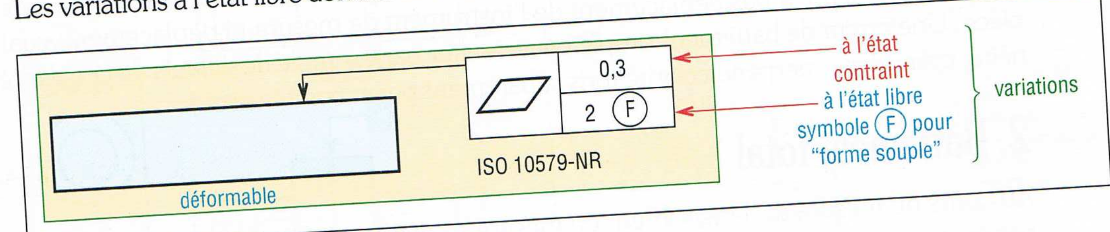
Au cours du mesurage, l'instrument de mesure se déplace le long d'une ligne fixe spécifiée pendant que la pièce effectue une série de rotations autour de l'axe de référence. Les erreurs de battement total résultent, séparément ou en combinaison, de tous les défauts géométriques précédents.

Symbole	Exemple	Interprétation	Observations
battement circulaire ↗	radial ↗ 0,05 A A	0,05 maxi avec rotation d'axe A axe A de référence plan de mesure	Le battement radial pour chaque plan de mesure ne doit pas dépasser 0,05 pendant une rotation de la pièce autour de A ou ligne extraite entre 2 cercles coplanaires concentrique à A et distants de 0,05.
	axial A ↗ 0,1 A	cylindre de mesure axe A de référence rotation d'axe A 0,1 maxi avec	En tout point de la face, le battement axial (parallèle à A) ne doit pas dépasser 0,1 pendant une rotation complète autour de A ou ligne extraite entre 2 cercles identiques d'axe A distants de 0,1.
	oblique ↗ 0,2 A A	0,2 maxi avec rotation d'axe A cône de mesure axe A de référence	Le battement oblique pour chaque cône de mesure ne doit pas dépasser 0,2 pendant une rotation complète de la pièce autour de A ou entre 2 cercles distants de 0,2 dans la section conique.
battement total ⇗	oblique ⇗ 0,2 A A 20°	0,2 maxi avec rotation d'axe A cône limites axe A de référence	La surface mesurée doit rester entre deux cônes distants de 0,2 et d'angle 20 ° pendant une rotation complète de la pièce autour de A.
	axial et radial	généralisation des cas précédents	

12. Tolérances de battement.

VI - Tolérancement des formes souples ou déformables

Elles sont cotées comme si les pièces étaient rigides ou indéformables. Il est nécessaire de préciser sur le dessin que la pièce est déformable : inscrire la référence ISO 10579 NR près du cartouche. Les variations à l'état libre doivent être suivies du symbole F entouré **(exemple fig. 13)**.



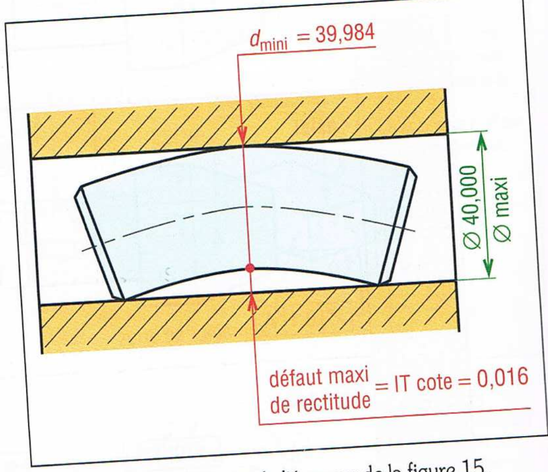
13. Exemple.

VII - Principe ou exigence de l'enveloppe (NF ISO 8015)

1. Principe

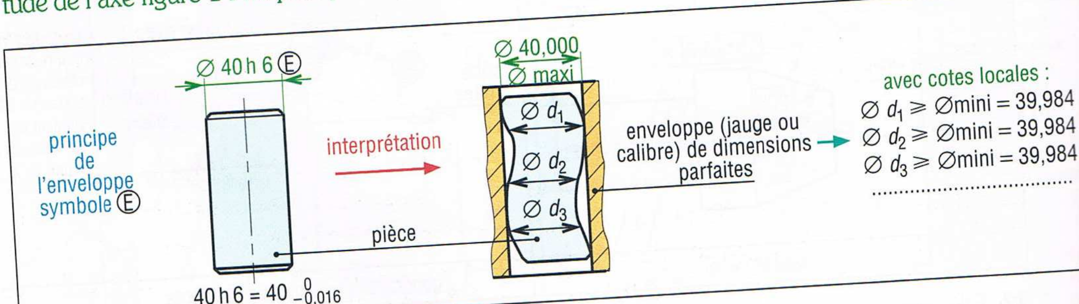
Une surface, après fabrication, ne doit pas dépasser les limites imposées par une enveloppe dont la forme géométrique (de dimensions celles de la forme théorique au maximum de matière) est parfaite. Sans oublier que toutes les dimensions locales possibles doivent être supérieures à la valeur minimale admissible de la cote tolérancée (exemple **fig. 14 et 15**).

L'application de ce principe permet un contrôle plus simple après fabrication (jauges, calibres...). L'utilisation est analogue avec les autres formes géométriques (cylindre, parallélépipède...).



14. Défaut maxi de rectitude lié au cas de la figure 15.

Remarque : si, avec le principe de l'enveloppe, des tolérances géométriques supplémentaires (rectitude, planéité, circularité, cylindricité) sont ajoutées, elles viennent en restriction par rapport à la tolérance (IT). Conséquence : aucune tolérance géométrique ne peut être supérieure à l'IT ; la tolérance de rectitude de l'axe figure 14 ne peut pas dépasser 0,016. Voir aussi principe d'indépendance page 570.

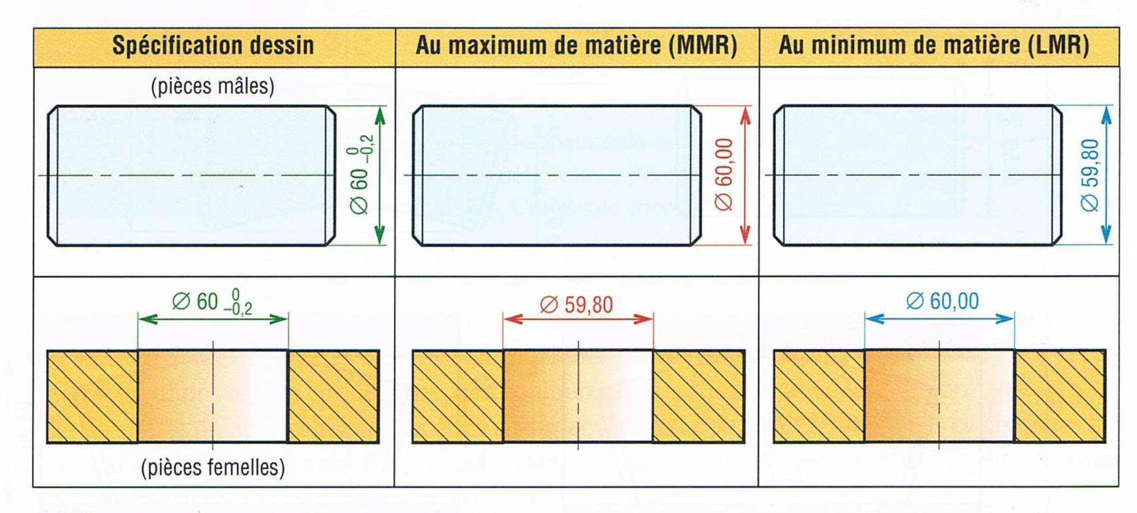


15. Principe de l'enveloppe ; symbole (E).

2. Inscription normalisée

Pour un élément isolé on indique le symbole E entouré d'un cercle en trait fin après la cote tolérancée ou l'ajustement **(fig. 15)**.
Pour l'ensemble d'un dessin inscrire le symbole précédent près du cartouche.
S'il n'y a pas d'indication, le dessin sera interprété suivant le principe des cotes locales.

VIII – Cotation au maximum de matière



16. Dimensions au maximum et au minimum de matière.

À cotation identique, l'utilisation de la condition au maximum de matière permet des coûts de production moins élevés ; elle simplifie l'usinage et le contrôle, rend possible le contrôle de certaines tolérances géométriques par des jauges, calibres, etc.
Le principe du maximum de matière ne peut pas être appliqué aux tolérances de battement, aux entraxes des chaînes cinématiques (engrenages...) et aux assemblages serrés. L'inscription normalisée est réalisée avec le symbole M entouré **(fig. 17 et 18)**.

1. Principe (ISO 2692 - E 04-555)

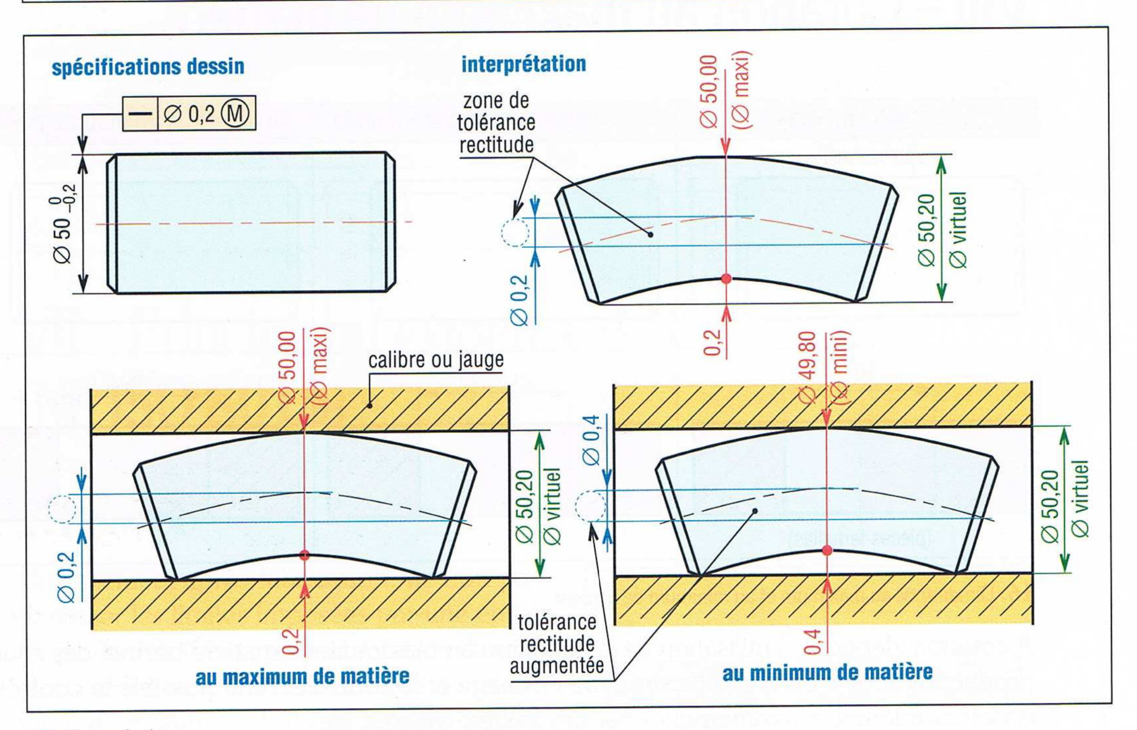
Utilisée avec les tolérances géométriques, la condition au maximum de matière établit une dépendance entre tolérance dimensionnelle (IT) et tolérance géométrique. Elle permet de transférer la portion de l'IT non utilisée lors du contrôle (marge restante) sur la tolérance géométrique afin de l'augmenter.

Tolérance géométrique au minimum de matière = tolérance géométrique au maximum de matière + intervalle de tolérance de la cote (IT)
Dimension virtuelle pièce femelle = dimension au maximum de matière – tolérance géométrique
Dimension virtuelle pièce mâle = dimension au maximum de matière + tolérance géométrique

2. Exemple 1

Les spécifications imposent une tolérance sur le diamètre (50,00 maximale et 49,80 minimale) et une tolérance de rectitude au maximum de matière (0,2). Ces deux conditions font qu'au maximum de matière le diamètre du cylindre enveloppe de la pièce atteint 50,20 (diamètre virtuel). Si le diamètre (pièce) diminue (à partir de 50,00), le jeu entre la pièce et le cylindre enveloppe augmente. Ce gain peut être ajouté à la tolérance de rectitude (au minimum de matière la tolérance atteint 0,4). En pratique il varie entre 0,2 et 0,4.

Diamètre réalisé	Gain obtenu	Nouvelle tolérance de rectitude	Diamètre de l'enveloppe
50,00	0	0,20	50,20
49,95	0,05	0,20 + 0,05 = 0,25	50,20
49,90	0,10	0,20 + 0,10 = 0,30	50,20
49,85	0,15	0,20 + 0,15 = 0,35	50,20
49,80	0,20	0,20 + 0,20 = 0,40	50,20

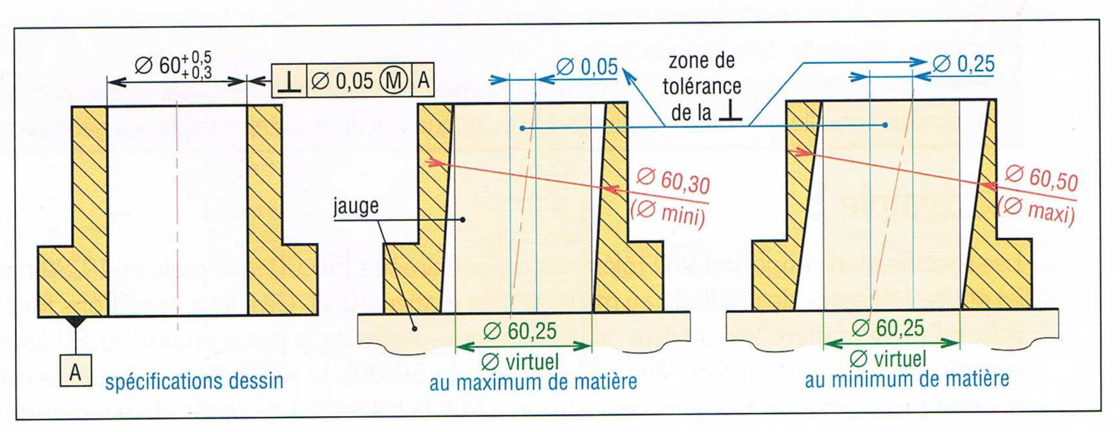


17. Exemple 1.

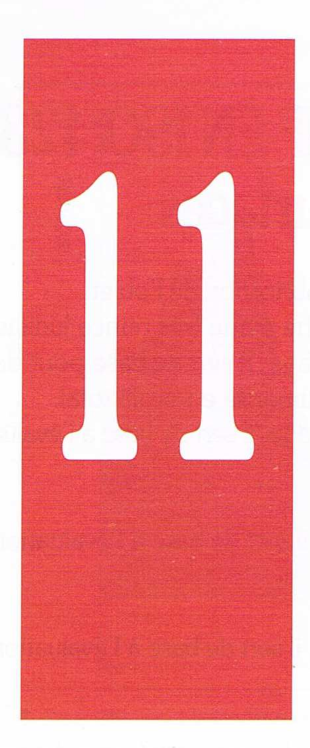
3. Exemple 2

Les spécifications imposent une tolérance sur le diamètre (60,50 maxi et 60,30 mini) et une tolérance de perpendicularité au maximum de matière (0,05 avec la référence A). Ces deux conditions font qu'au maximum de matière le diamètre du cylindre enveloppe du trou atteint 60,25 (diamètre virtuel).

Si le diamètre augmente (à partir de 60,30), le jeu entre la pièce et le cylindre enveloppe augmente et le gain obtenu peut être ajouté à la tolérance de perpendicularité ; il atteint 0,25 au minimum de matière et peut varier entre 0,05 et 0,25.



18. Exemple 2.



ÉTATS DE SURFACE
(Normes GPS)

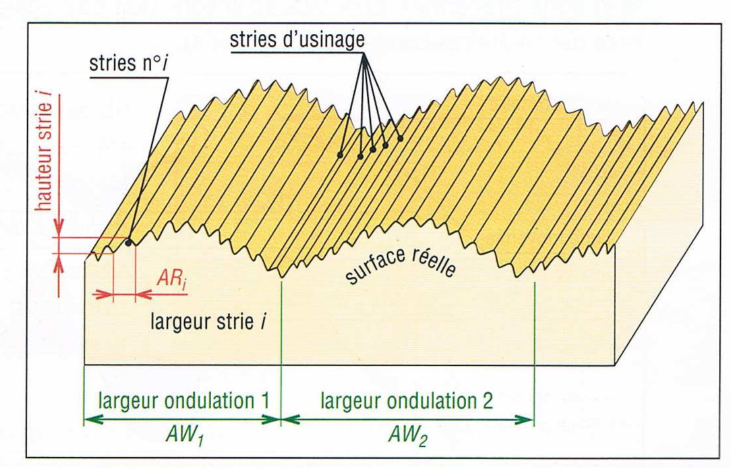
OBJECTIFS

- Décrire les principaux défauts de surface.
- Indiquer et définir les critères d'évaluation utilisés, règles d'inscription normalisées. Critères de choix.

Les principes, les termes, les définitions, les paramètres, les symboles et les indications d'états de surface à inscrire sur les dessins sont normalisés internationalement par l'ISO. Il en est de même du contrôle, des procédures, des équipements de mesure et de leur étalonnage.
Cet ensemble de normes relatif aux états de surface, développé partiellement dans ce chapitre, fait partie d'un édifice plus important appelé « Spécification Géométrique des Produits » ou normes GPS (Geometrical Product Specification).
La matrice GPS regroupe sous forme d'un même tableau l'ensemble de toutes les normes dimensionnelles, géométriques et d'états de surface nécessaires au monde industriel.
Normes GPS utilisées (3 caratéristiques : profils de rugosité, d'ondulation et primaire) : NF EN ISO 4287 ; NF EN ISO 1302 ; NF ISO 12085.

I – Principaux défauts des surfaces

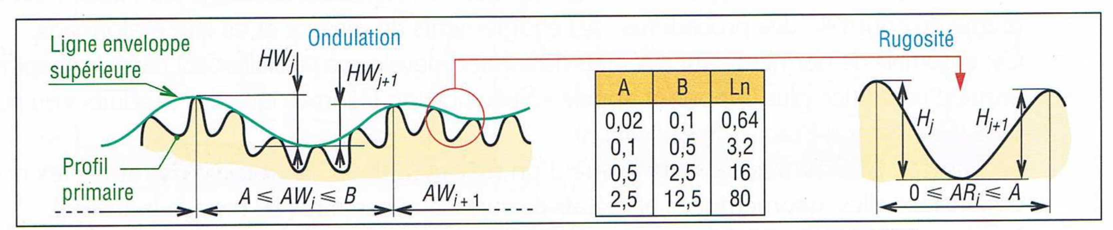
Les défauts possibles d'une surface peuvent être divisés en quatre catégories, en allant du plus grand au plus petit.
Défauts d'ordre 1 : ils correspondent aux défauts géométriques des surfaces : planéité, rectitude, circularité… (Voir chapitre précédent).
Défauts d'ordre 2 (fig. 1) : ils sont relatifs aux ondulations, sortes de collines et de vallées successives, inscrites dans le profil et engendrées par les vibrations, déformations des machines, broutements, traitements thermiques…
Défauts d'ordre 3 (fig. 1) : ce sont les stries de rugosité, sortes de sillons tracés avec régularité dans le relief des ondulations par les outils de coupe.
Défauts d'ordre 4 : plus irréguliers, parfois accidentels, ils correspondent à des arrachements, fentes…



1. Défauts amplifiés des surfaces usinées.

II - Définitions et terminologie (NF EN ISO 4287) concernant la topographie des surfaces

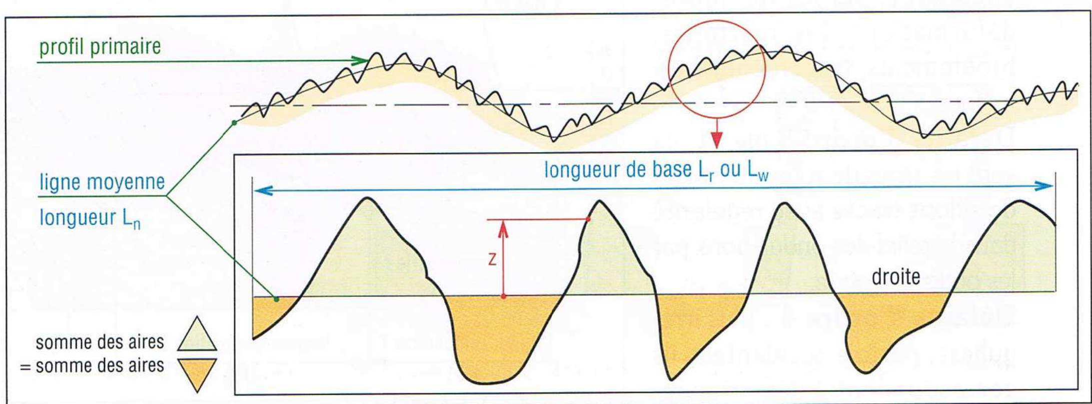
Surface réelle : elle correspond à la surface obtenue après fabrication de l'objet.
Profil de surface : il peut être considéré comme une tranche plane très mince judicieusement découpée dans la surface, suivant la direction de mesurage. Il sert de base pour définir les autres profils. Le centre du palpeur donne un profil tracé numérisé en profil total.
Profil primaire : issu du profil de surface après mesure et filtrage, il sert de base à l'évaluation des paramètres du profil primaire (symbole *P*).
Exemples : Pp, Pv, Pz, Pt, Pa, Pq, PSm, etc.
Profil de rugosité : obtenu après filtrage du profil primaire, il sert de base à l'évaluation des paramètres de rugosité (symbole *R*).
Exemples : Rp, Rv, Rz, Rt, Ra, Rq, RSm, etc.
Profil d'ondulation : obtenu après filtrage du profil primaire, il sert de base à l'évaluation des paramètres d'ondulation (symbole *W*).
Exemples : Wp, Wv, Wz, Wt, Wa, Wq, WSm, etc.
Longueur d'évaluation *Ln* : c'est la longueur de l'échantillon de profil utilisé pour déterminer la rugosité et autres paramètres. Elle peut comprendre une ou plusieurs longueurs de base.
Exemples : 0,4 - 1,25 - 4 - 12,5 - et 40 mm. Pour évaluer Ra, Rz, Rv, Rp, Rc et Rt.



A	B	Ln
0,02	0,1	0,64
0,1	0,5	3,2
0,5	2,5	16
2,5	12,5	80

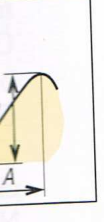
2. Paramètres liés aux motifs : ondulation et rugosité. A, B et Ln (longueur d'évaluation) en mm (ISO 3274).

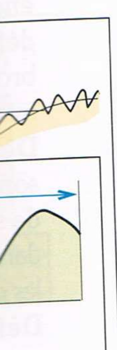
Longueur de base : la longueur d'évaluation *Ln* est divisée en tronçons successifs dont la longueur, appelée longueur de base, dépend des irrégularités du profil. La ligne moyenne de chaque tronçon doit rester droite. Lr : rugosité ; Lw : ondulation ; Lp = Ln : primaire.
Exemples : pour Ra, Rz, Rv, Rp, Rc et Rt, Ln = 5 Lr.
Ligne moyenne ou des moindres carrés : pour le profil primaire, la ligne suit la direction du profil et est déterminée par calcul aux moindres carrés. Pour chaque longueur de base, la ligne est assimilée à une droite.
La somme des aires (entre profil et ligne) au-dessus de la ligne moyenne est égale à la somme des aires au-dessous **(fig. 3)**. Plus précisément, la somme de tous les z^2 (z = distance entre profil et ligne moyenne) au-dessus de la ligne doit être égale à la somme des z^2 au-dessous, d'où le nom des moindres carrés : **(voir fig. 3 et 4).**

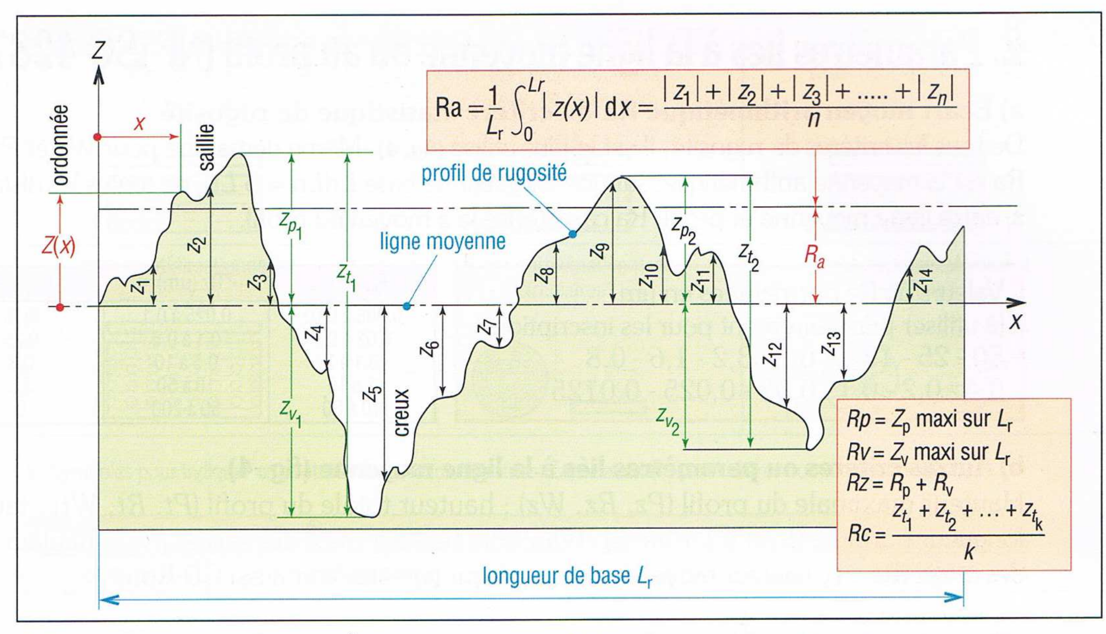


3. Définition de la ligne moyenne (ligne des moindres carrés).









4. Paramètres liés à la ligne moyenne. Écart moyen arithmétique Ra. Lr = longueur de base. Même démarche pour Wa.

III – Principaux paramètres normalisés

Il existe deux familles de critères, ceux liés aux motifs et ceux liés à la ligne moyenne ou au profil. Nous ne retiendrons que les plus utilisés.

1. Paramètres ou critères liés au motif (NF ISO 12085)

Ces paramètres ne font pas intervenir la ligne moyenne **(voir fig. 2)**. On distingue deux cas, les paramètres d'ondulation et les paramètres de rugosité.

Chaque strie, ou sillon, peut être caractérisée par une hauteur H_j (distance ou hauteur entre le sommet et le creux) et par une longueur (ou pas) AR_i. Ces deux grandeurs sont mesurées en micromètre (ou micron = 0,001 mm) **(voir fig. 2)**. Choix de HW_j et AW_i pour l'ondulation.

Profondeur moyenne d'ondulation *W* : moyenne arithmétique des profondeurs HW_j des motifs d'ondulation à l'intérieur de la longueur d'évaluation, Ln.

$$W = \frac{HW_1 + HW_2 + ... + HW_m}{m} = \frac{1}{m}\sum_{j=1}^{m} HW_j \qquad m = 2n$$

Pas moyen de l'ondulation *AW* : moyenne arithmétique des longueurs AW_j des motifs d'ondulation à l'intérieur de la longueur d'évaluation, Ln.

$$AW = \frac{AW_1 + AW_2 + ... + AW_n}{n} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} AW_i$$

Rugosité ou profondeur moyenne de rugosité *R* : moyenne arithmétique des profondeurs H_j des motifs de rugosité à l'intérieur de la longueur d'évaluation Ln.

$$R = \frac{H_1 + H_2 + ... + H_m}{m} = \frac{1}{m}\sum_{j=1}^{m} H_j \qquad m = 2n$$

Pas moyen de rugosité *AR* : moyenne arithmétique des longueurs AR_i des motifs de rugosité à l'intérieur de la longueur d'évaluation.

$$AR = \frac{AR_1 + AR_2 + ... + AR_n}{n} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} AR_i$$

Autres paramètres : Rx (Wx) plus grande des profondeurs H_j (HW_j) sur la longueur Ln.
Wte : distance entre le point le plus haut et le plus bas de la ligne enveloppe supérieure **(fig. 2)**.

2. Paramètres liés à la ligne moyenne ou au profil (NF ISO 4287)

a) Écart moyen arithmétique Ra ou critère statistique de rugosité

De tous les critères de rugosité, il est le plus utilisé **(fig. 4)**. Même démarche pour *Wa* et *Pa*.
Ra est la moyenne arithmétique, sur une longueur de base *Lr*(*Ln* = 5 *Lr*), de toutes les distances z_i entre ligne moyenne et profil. Ra caractérise le *z* moyen du profil.

Valeurs de Ra normalisées en µm
(à utiliser prioritairement pour les inscriptions)
50 - 25 - 12,5 - 6,3 - 3,2 - 1,6 - 0,8
0,4 - 0,2 - 0,1 - 0,05 - 0,025 - 0,0125

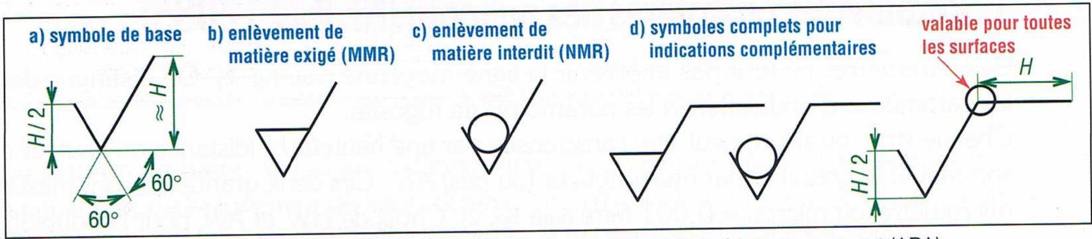
< Ra(µm) ⩽	< Rz (µm) ⩽	*Lr* (mm)
0,006 à 0,02	0,025 à 0,1	0,08
0,02 à 0,1	0,1 à 0,5	0,25
0,1 à 2	0,5 à 10	0,8
2 à 10	10 à 50	2,5
10 à 80	50 à 200	8

b) Autres critères ou paramètres liés à la ligne moyenne (fig. 4)

Hauteur maximale du profil (*Pz, Rz, Wz*) ; hauteur totale du profil (*Pt, Rt, Wt*) ; taux de longueur portante (*Rmr (c), Pmr (c), Wmr (c)*) ; hauteur maxi des saillies (*Rp*) ; hauteur maxi des creux (R*v*...) ; hauteur moyenne (R*c*...) ; Wmr (c) ; etc. Voir aussi CD-Rom.

IV - Inscription normalisée (NF EN ISO 1302) d'un état de surface sur un dessin

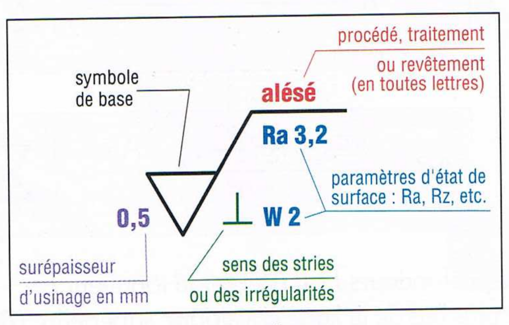
La norme utilisée repose essentiellement sur la normalisation ISO et est commune, à quelques nuances près, à la plupart des pays industrialisés.



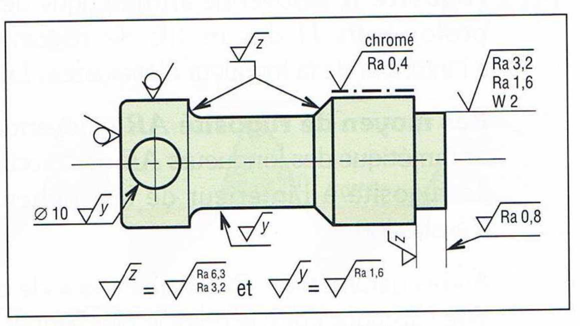
5. Symboles de base normalisés (NF ISO 1302). 1[er] et 6[e] symboles : tout procédé de fabrication autorisé (APA).

1. Normalisation

Le symbole de base, sorte de vé dissymétrique à 60° **(fig. 5)**, est employé dans le cas général et ne préjuge d'aucun procédé de fabrication.
Si un enlèvement de matière est nécessaire (usinage, etc.), une barre est ajoutée au symbole de base. Si l'enlèvement de matière est proscrit la barre est remplacée par un cercle **(fig.5)**.
L'écart moyen arithmétique Ra, indiqué en haut à gauche du vé, est le critère de base généralement retenue pour la spécification des états de surface **(fig. 5)**.



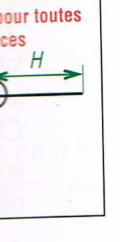
6. Spécification de l'état de surface.



7. Exemple de cotation, position des symboles.

37)

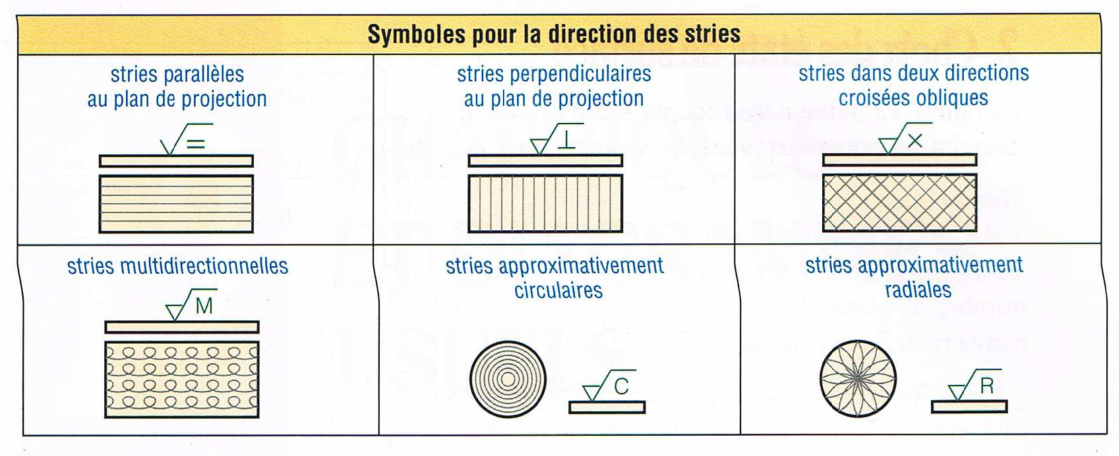
Pa.
stances



taux de
ur maxi

)

quelques



8. Symboles pour indiquer ou contrôler la direction des stries. Existe aussi *P* : particulières non directionnelles.

États de surface – Principe et exemples d'inscription

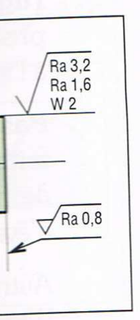
symbole	signification	symbole	signification
Rz 0,5	surface avec spécification obtenue sans enlèvement de matière : fonderie, forgeage, extrusion, etc. ; hauteur maximale de rugosité Rz = 0,5 ; règle des 16 %	0,5 U Ra 1,6 L Ra 0,8	surface avec spécification obtenue par usinage. Ra doit être compris entre 0,8 et 1,6 µm ($0{,}8 \leqslant R_a \leqslant 1{,}6$) surépaisseur d'usinage : 0,5 mm
– 2,5/Ra 16	si la longueur de base (fig.3) diffère des valeurs normalisées elle doit être indiquée (ici *Lr* = 2,5 mm, *Ln* = 5 *Lr*) ; Ra = 1,6 µm	tourné Ra 3,2 ⊥ W5	surface obtenue par tournage : Ra = 3,2 µm ; profondeur moyenne d'ondulation W = 5 µm ; stries d'usinage perpendiculaire au plan de projection
chromé U–2,5/Rz 16 L–2,5/Rz 6,3	surface usinée, traitée par chromage, $6{,}3 \leqslant Rz \leqslant 16$ µm avec une longueur de base limitée à 2,5 mm. « Règle des 16 % » U pour limite supérieure ; L pour limite inférieure.	cémenté Rz 16	état de surface obtenu sans usinage, traitement par cémentation, rugosité Rz = 16 µm ; spécifications valables pour toutes les surfaces du contour
Éléments utilisés pour indiquer les exigences d'état de surface	U "X" 0,08 – 08 / Rz 8 max 3,3 — limite supérieure ou inférieure (L) ; filtre ; bande de transmission ; paramètre de surface ; longueur d'évaluation ; interprétation règle du max ou règle des 16 % ; valeur limite du paramètre		

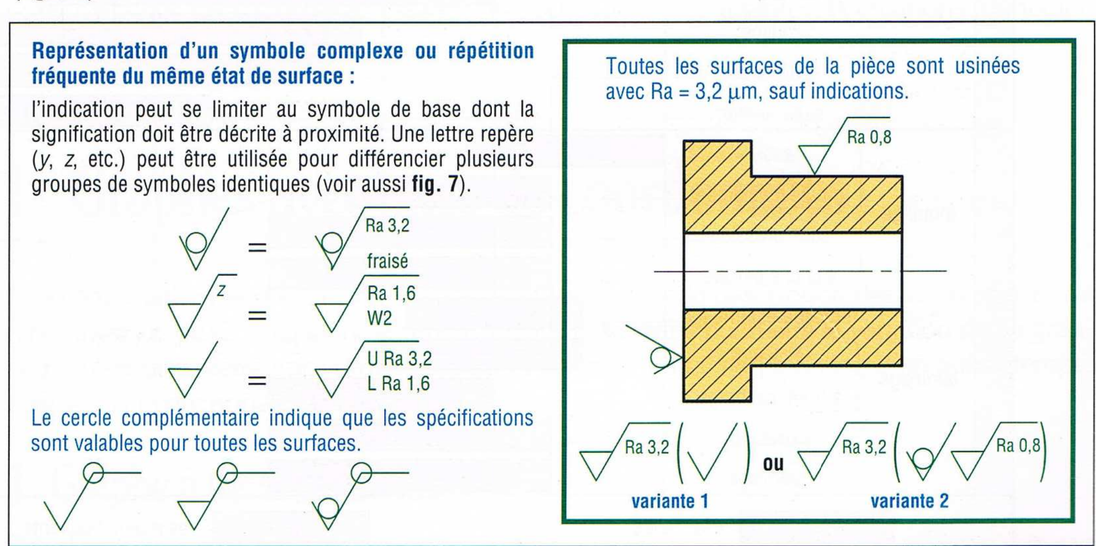
9. Exemples d'inscription d'états de surface.

général et

u symbole
(fig.5).
se généra-

Lorsqu'il y a répétition des symboles la norme prévoit différentes indications simplificatrices **(fig. 10)**.





10. Représentations simplifiées.

2. Choix des états de surface

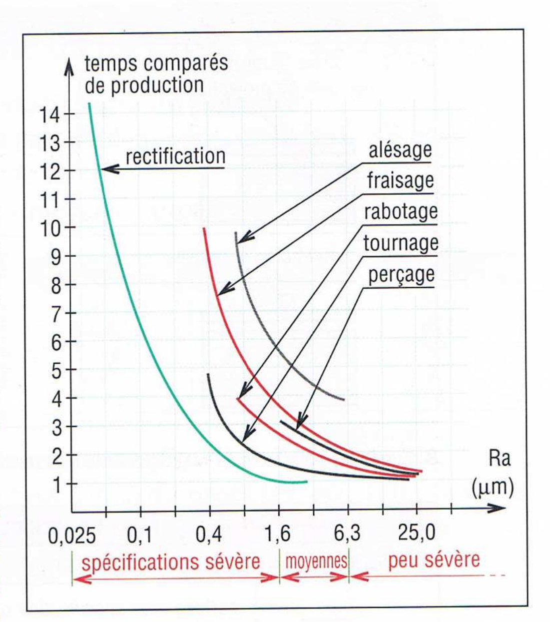
La figure 12 indique les rugosités que l'on peut attendre des principaux procédés de production.

Remarques :

– Ra > 6,3 : spécifications peu sévères, correspondant à ce qu'il est possible d'obtenir avec un grand nombre de pièces brutes, sans usinage complémentaire. 6,3 : fini grossier ; 25 : rugueux.

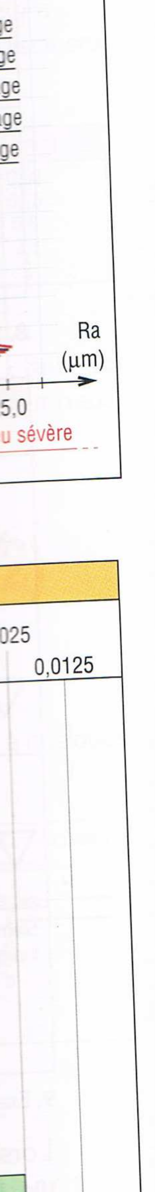
– 1,6 ⩽ Ra ⩽ 6,3 : spécifications moyennes, correspondent à ce qu'il est possible d'obtenir usuellement avec les procédés d'usinages classiques.

– Ra < 1,6 : spécifications devenant sévères, l'utilisation de ces valeurs doit être faite avec réflexion et concertation car les temps de production et les prix de revient augmentent très rapidement à partir de ce cas **(fig.11)**. 0,4 : fini très fin ; 0,0125 : extra-fin.



11. Prix de revient et spécifications.

12. Rugosité Ra des principaux procédés de fabrication.



12 GRAPHIQUES ET DIAGRAMMES USUELS

OBJECTIFS

- Indiquer et décrire les graphes les plus universellement utilisés (graphes à axes de coordonnées, à barres, camembert, abaques, organigrammes…).
- Préciser les caractéristiques et les domaines d'emploi des divers graphes.
- Fournir des recommandations et des suggestions de construction.
- Proposer des exercices d'application.

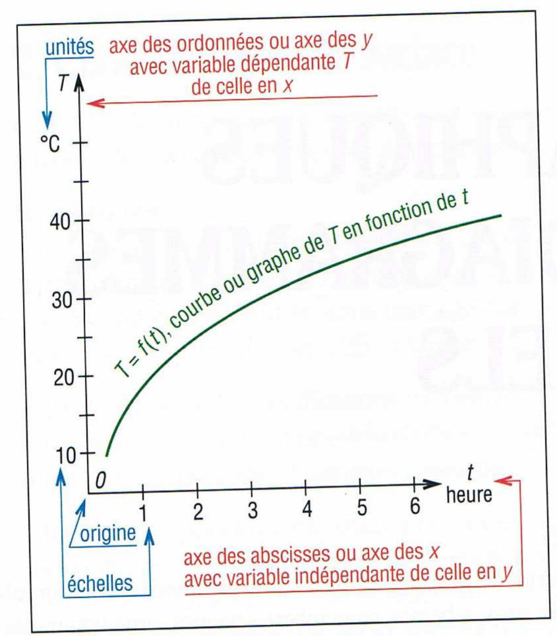
Les graphes et les diagrammes sont une représentation imagée de données (numériques…) ou de schémas d'organisation. Il existe un grand nombre de représentations possibles, beaucoup sont accessibles à des non-techniciens ou des non-spécialistes. De nombreux logiciels offrent une assistance pour le tracé des graphes usuels.
Les techniciens et les ingénieurs les utilisent pour l'analyse (calculs techniques, détermination de paramètres expérimentaux, prévisions, coûts, organisation, etc.) et pour la communication (information, publicité, séminaires, etc.). Ils présentent avec précision et clarté un large éventail de données tout en mettant en valeur les informations principales.
Contrairement aux tableaux de données, ils permettent d'apprécier et observer plus facilement certaines caractéristiques essentielles : tendances, irrégularités, fluctuations, périodicités, rapports entre paramètres…

I - Graphes avec axes de coordonnées

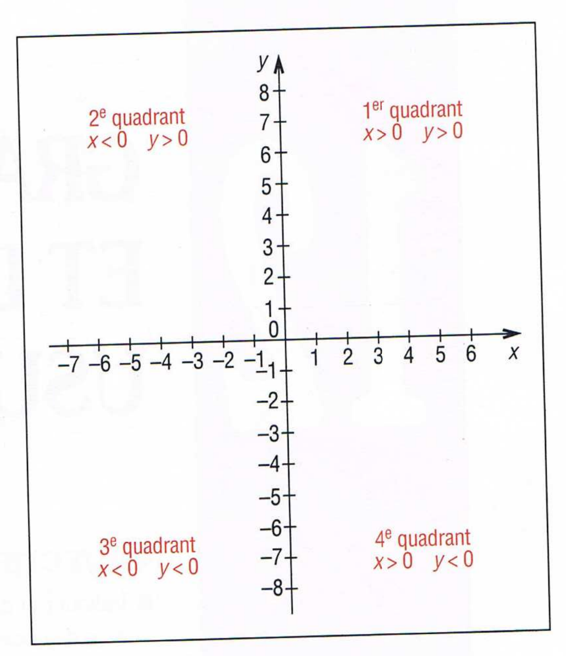
D'origine mathématique, ils sont parfaitement adaptés à la description des phénomènes de type physique ou technique, notamment lorsqu'on souhaite connaître la variation d'une grandeur ou un paramètre important (température, force, coût…) en fonction d'un autre (temps, course…) encore appelée variable.

1. Graphe à deux variables

Par convention le paramètre important est porté en ordonnée, « axe des y », et la variable, qui doit être indépendante du paramètre important, en abscisse, « axe des x ».



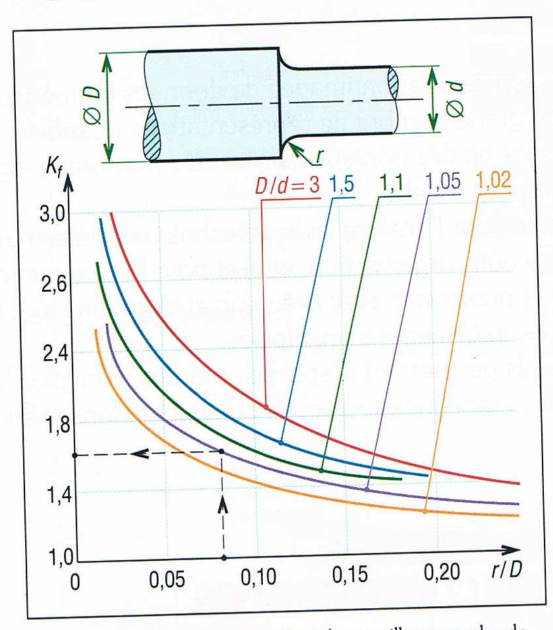
1. Axes, unités, courbe, variables, échelles : origine des systèmes d'axes à deux coordonnées.



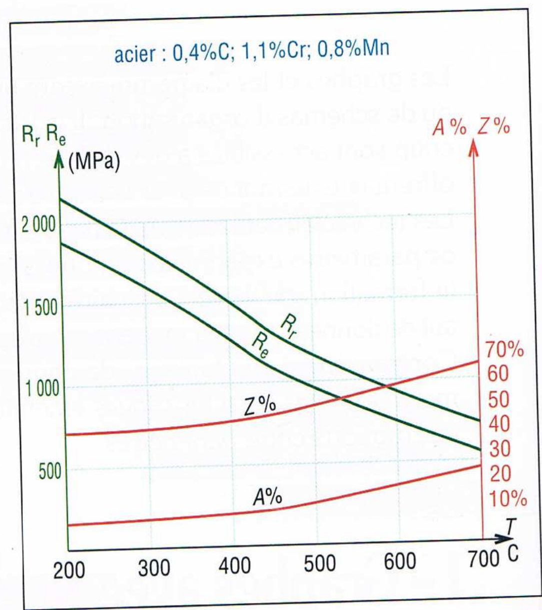
2. Les quatre quadrants.

Remarque : plusieurs courbes peuvent être tracées sur un même graphe ; c'est le cas de grandeurs de même famille utilisant la même échelle. De même, s'il n'y a pas risque de confusion ou de surcharge, une deuxième ordonnée peut être ajoutée à droite du graphe **(fig. 4)**.

Cas des graphes à plus de deux variables : l'utilisation de familles de courbes permet d'ajouter une ou plusieurs variables supplémentaires et ainsi multiplier les possibilités de ce type de graphe.



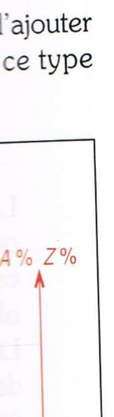
3. Graphe à deux axes permettant de travailler avec plus de deux variables.

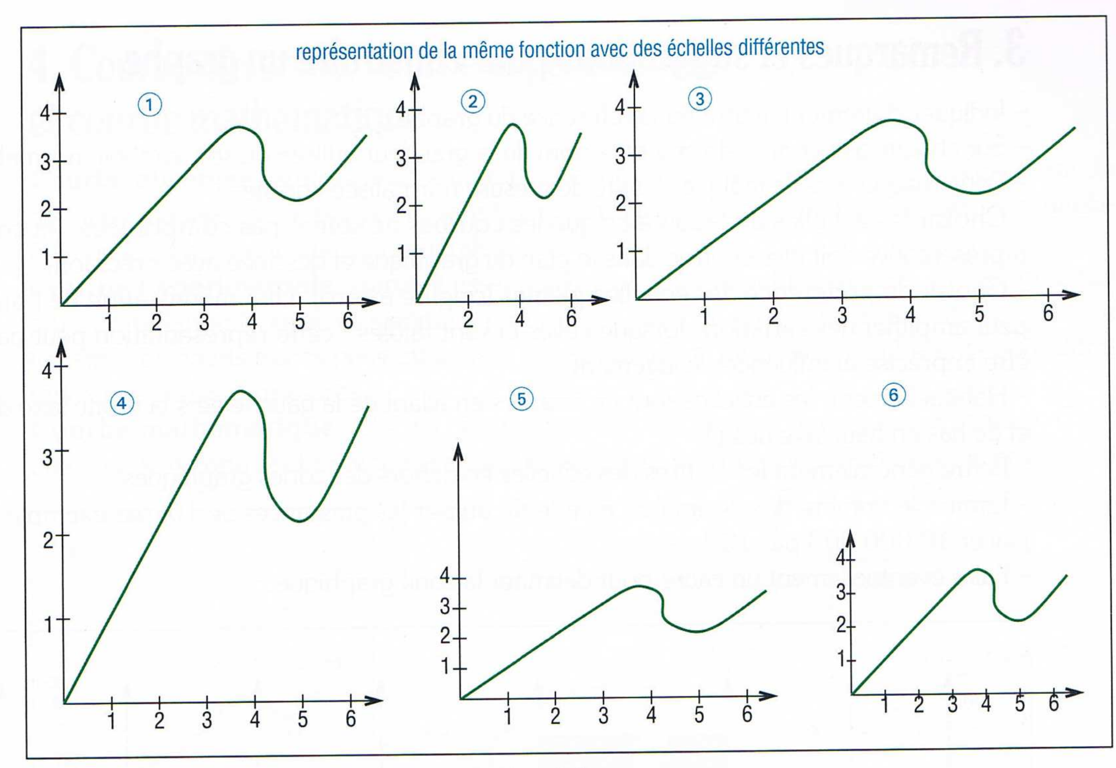


4. Graphe utilisant deux ordonnées pour représenter deux familles de courbes.

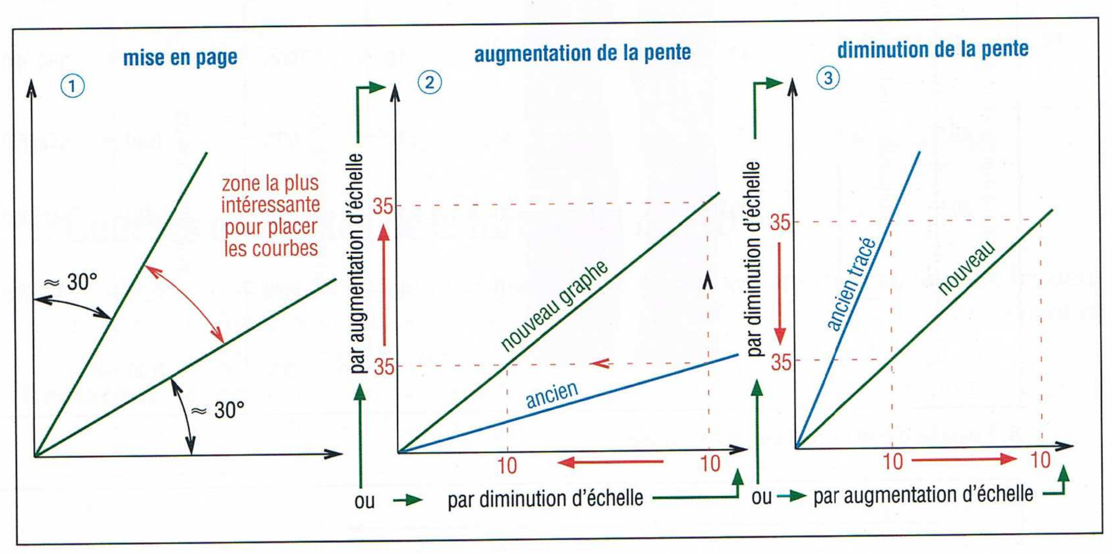
2. Choix des échelles

Ce choix est de première importance : l'allure du graphe, son centrage, sa lecture et son exploitation en dépendent.
Un mauvais choix peut rendre difficile ou imprécise la lecture des données et ne pas mettre en valeur (ou exagérer) les variations essentielles.
On peut, au besoin, modifier ou recentrer un graphe en changeant l'une des deux échelles.

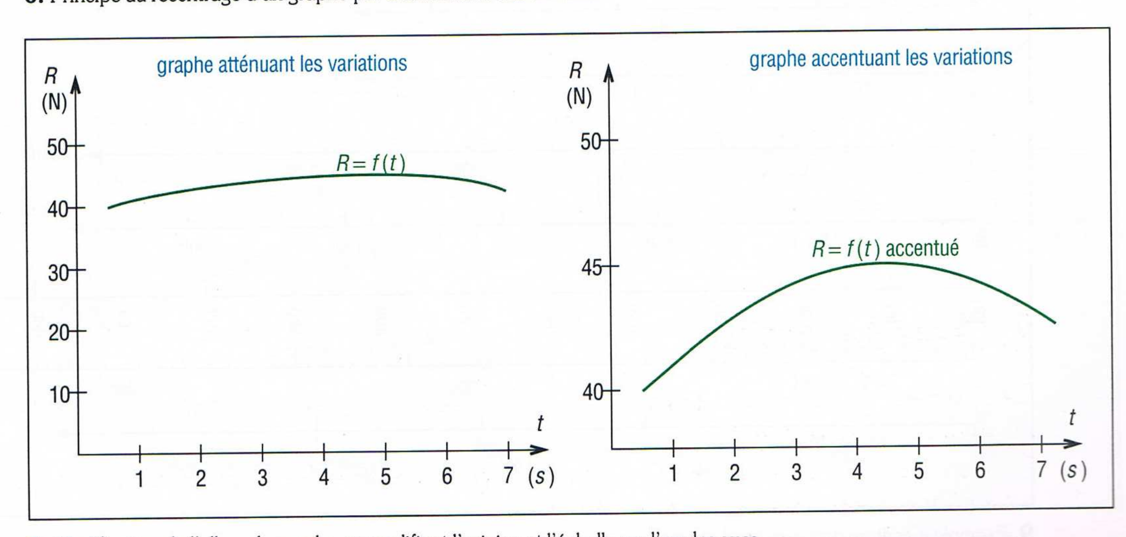




5. Modification ou recentrage d'un graphe en changeant les échelles.



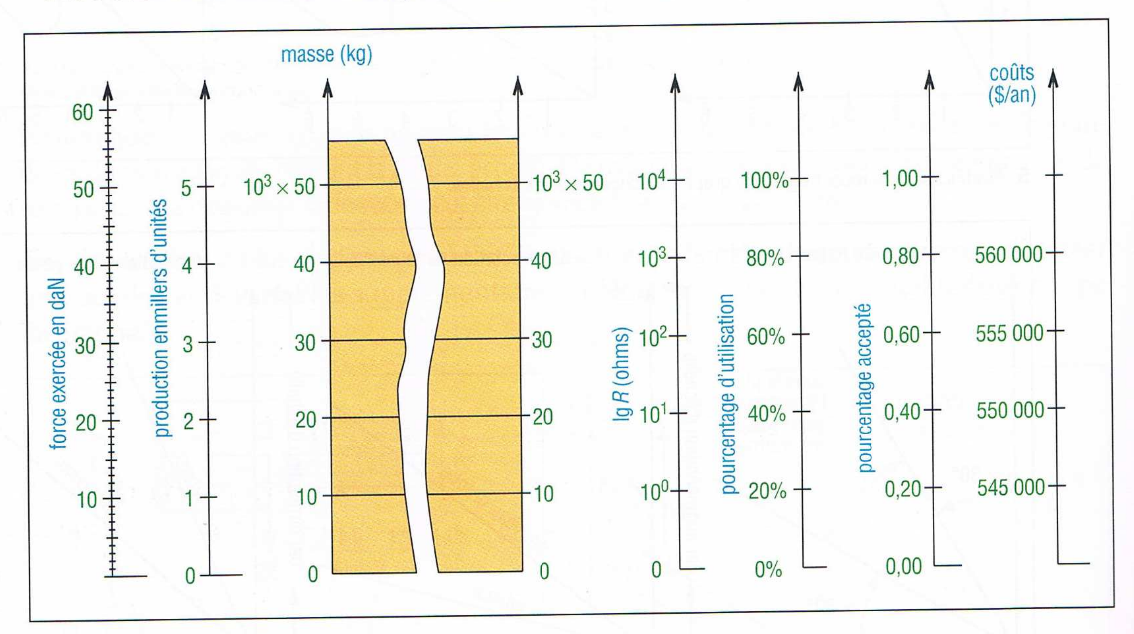
6. Principe du recentrage d'un graphe par modification des échelles.



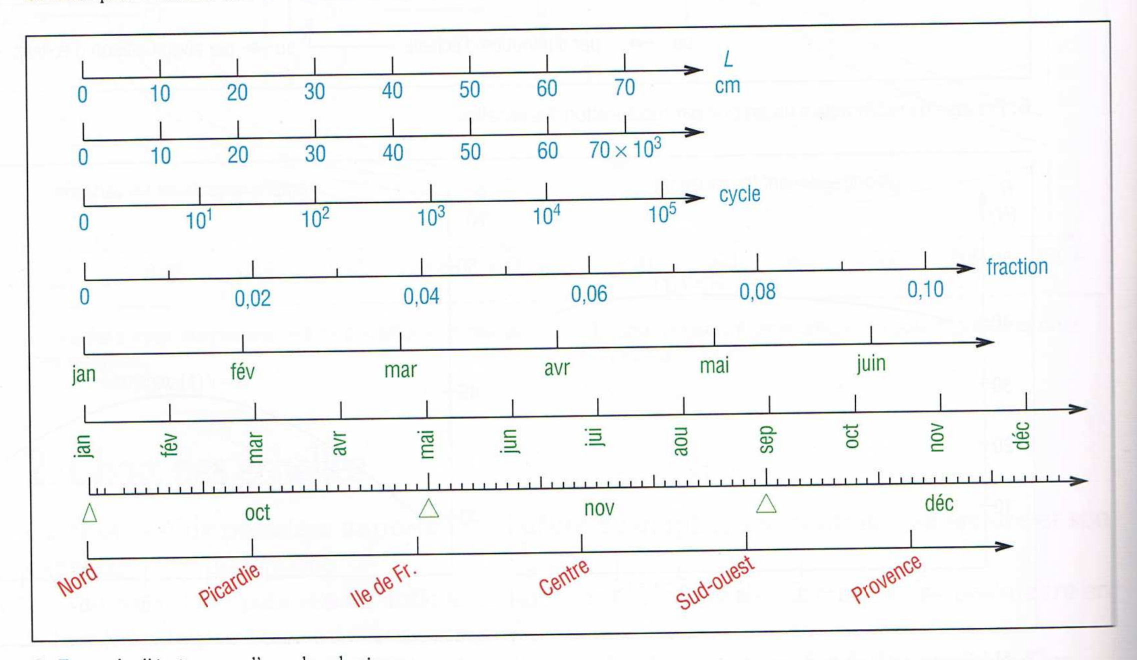
7. Modification de l'allure du graphe en modifiant l'origine et l'échelle sur l'un des axes.

3. Remarques et suggestions pour construire un graphe

– Indiquer clairement le titre ou la référence du graphe.
– Sur chaque axe écrire lisiblement le nom de la grandeur utilisée ou son symbole normalisé.
– Pour chaque échelle indiquer l'unité de mesure normalisée choisie.
– Choisir les échelles de façon à ce que les courbes ne soient pas comprimées ; la courbe représentative doit être centrée dans le plan du graphique et dessinée avec précision.
– Choisir de préférence des échelles pleines (origine à zéro). Une modification de l'origine peut amplifier des variations lorsque celles-ci sont faibles ; cette représentation peut parfois être imprécise et influencer le jugement.
– Habituellement, les échelles sont croissantes en allant de la gauche vers la droite (axe des *x*) et de bas en haut (axe des *y*).
– Écrire généralement les chiffres des échelles en dehors des zones graphiques.
– Limiter le nombre des décimales, à cette fin utiliser les puissances de 10 (par exemple remplacer 10 000 000 par 10^7).
– Faire éventuellement un cadre pour délimiter la zone graphique.



8. Exemples d'écriture sur l'axe des ordonnées.



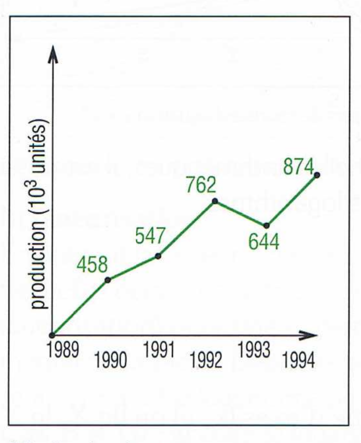
9. Exemple d'écriture sur l'axe des abscisses.

4. Courbe observée, courbe expérimentale et courbe mathématique

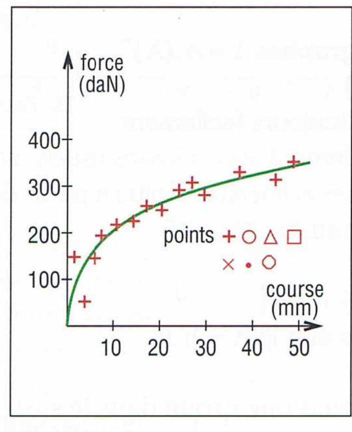
Courbe observée : surtout utilisée comme outil de communication, elle est tracée à partir de données connues, point par point, sans interpolation. Elle permet de faire un bilan récapitulatif et de dégager des tendances générales.

Courbe expérimentale : servant essentiellement comme outil d'analyse, elle est obtenue par interpolation (courbe moyenne) à partir d'une série de mesures en laboratoire ou sur le terrain. Les points tracés peuvent utiliser des symboles ou des couleurs différents pour différencier les séries de mesures.

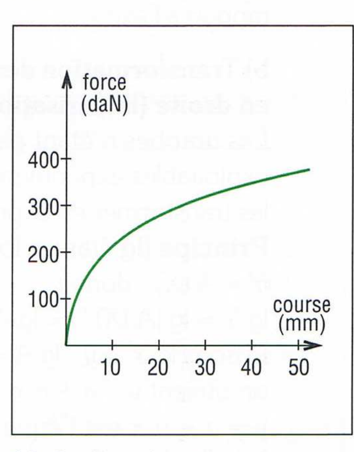
Courbe mathématique : elle est obtenue par calcul à partir d'une équation connue. C'est une courbe théorique et les points calculés ne sont pas, en principe, dessinés sur le graphe.



10. Courbe observée.



11. Courbe expérimentale.

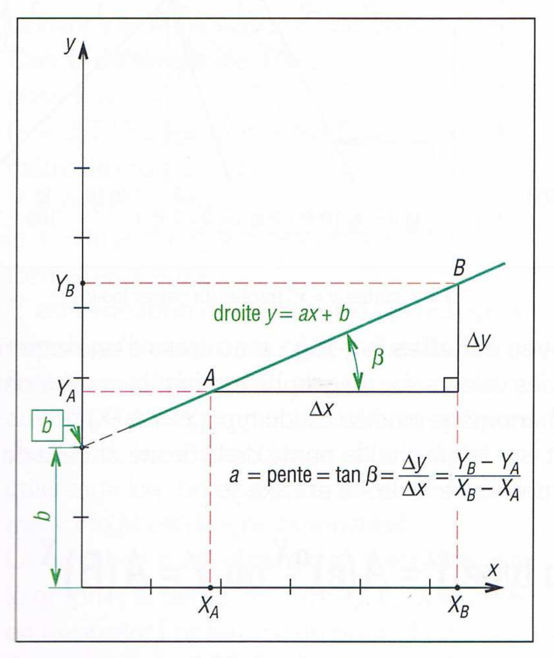


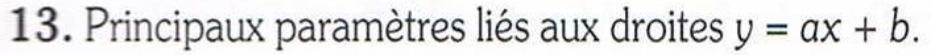
12. Courbe mathématique.

5. Courbes ou droites de la forme $y = ax + b$

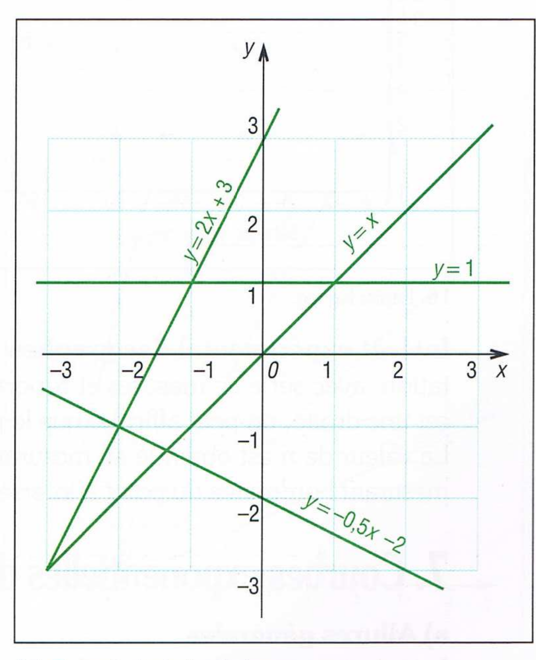
Quelle que soit la valeur des constantes a et b, il y a toujours proportionnalité entre les deux variables x et y. Autrement dit, quels que soient les points A et B choisis, l'accroissement de Y (« $Y_B - Y_A$ ») est toujours proportionnel à l'accroissement de X (« $X_B - X_A$ »).

Remarque : a, pente de la droite, caractérise la proportionnalité ; b est l'ordonnée du point d'intersection entre la droite et l'axe des y (pour $x = 0$, $y = b$).





13. Principaux paramètres liés aux droites $y = ax + b$.



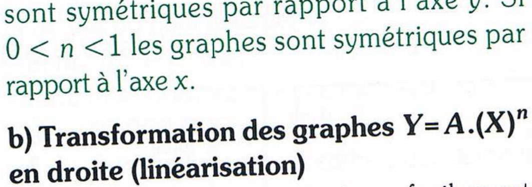
14. Exemple de droites de forme $y = ax + b$.

6. Courbes en puissance de X du type $Y = A.(X)^n$

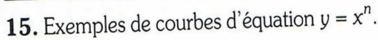
a) Allures générales

A et n sont des constantes (paramètres constants), n est la puissance de X.
- Si $n = 0$ et $n = 1$ les courbes obtenues sont des droites.
- Si $n = 2$ la courbe est une parabole.
- Si $n = -1$ la courbe est une hyperbole.

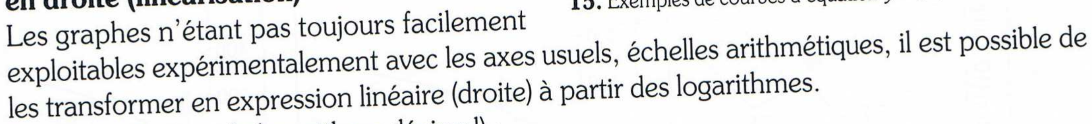
Remarques : si $n > 1$ les graphes obtenus sont symétriques par rapport à l'axe y. Si $0 < n < 1$ les graphes sont symétriques par rapport à l'axe x.



b) Transformation des graphes $Y = A.(X)^n$ en droite (linéarisation)



15. Exemples de courbes d'équation $y = x^n$.



Les graphes n'étant pas toujours facilement exploitables expérimentalement avec les axes usuels, échelles arithmétiques, il est possible de les transformer en expression linéaire (droite) à partir des logarithmes.

Principe (lg étant le logarithme décimal) :

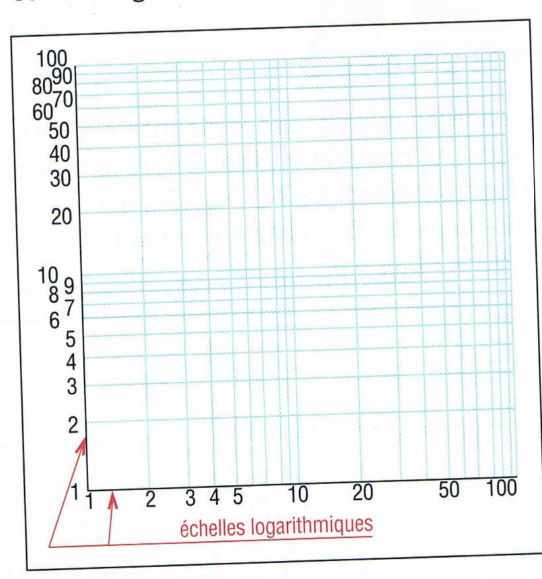
$Y = A\,(X)^n$ donne

$\lg Y = \lg [A\,(X)^n] = \lg A + n.\lg X$

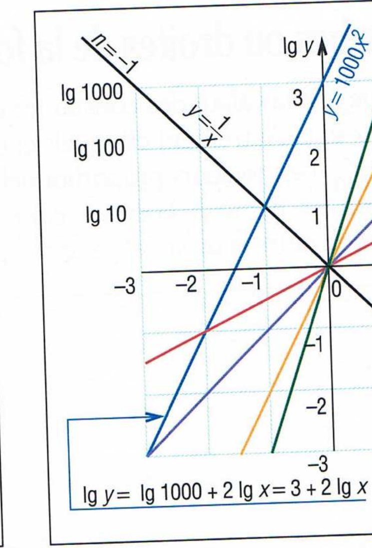
Posons $\lg Y = y$; $\lg A = a$ et $n.\lg X = n.x$

on obtient $y = a + n.x$

$y = a + n.x$ est l'équation d'une droite dans le système d'axes (x, y) ou [lg X, lg Y] avec échelles logarithmiques (papier « log-log » pour les tracés).



16. Papier log-log.



17. Courbes $y = x^n$ tracées sur papier log-log.

Intérêt expérimental des graphes avec échelles log-log : si au cours d'une expérimentation, avec série de mesures et report des valeurs sur un graphe log-log, la courbe obtenue est une droite, on peut affirmer que le phénomène étudiée est du type $Y = A\,(X)^n$. La valeur de n est obtenue en mesurant (sur le graphe) la pente de la droite et celle de A en mesurant l'ordonnée du point d'intersection entre la droite et l'axe y.

7. Courbes exponentielles du type $Y = A(e)^{nX}$ ou $Y = A(B)^X$

a) Allures générales

Leur croissance est beaucoup plus rapide que celles du type $Y = A\,(X)^n$.

18. Exemples de courbes d'équation $y = e^{nx}$.

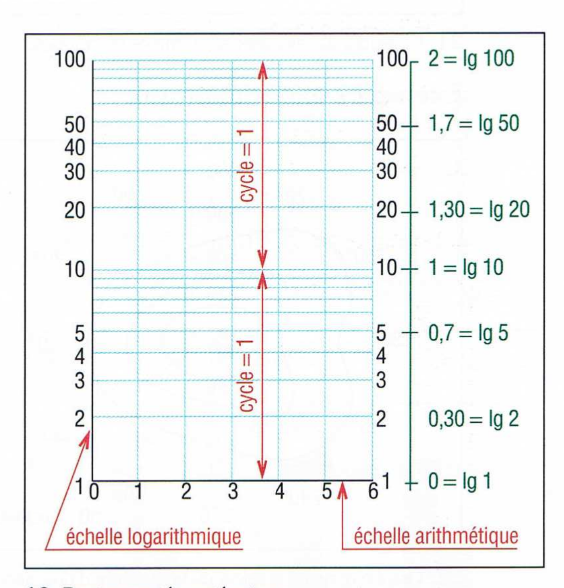
b) Linéarisation

En utilisant les logarithmes, les courbes exponentielles peuvent être transformées en droite (linéarisation) pour une exploitation expérimentale plus facile. Deux cas peuvent se présenter, ln étant le logarithme népérien :

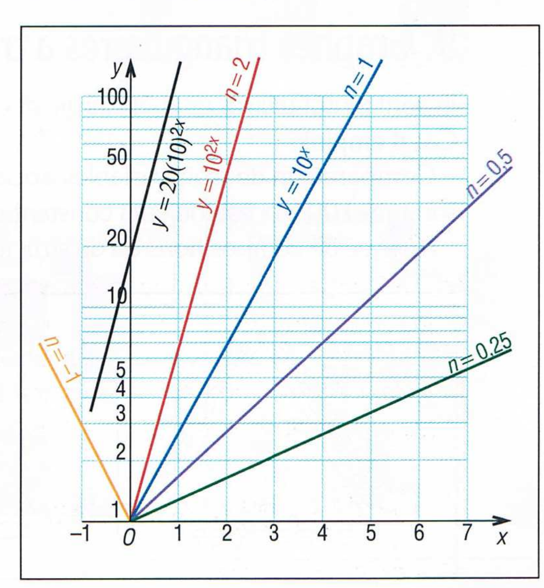
Cas *B* = 10 : lg étant le logarithme décimal,
$Y = A\,(B)^X$ donne
$\lg Y = \lg A + X.\, \lg 10 = \lg A + X$
forme $y = a + X$
$y = a + X$ est une droite dans le système d'axes $[y, X]$ ou $[\lg Y, X]$ (échelle logarithmique en ordonnée et échelle arithmétique en abscisse). Il suffit d'utiliser un papier semi-logarithmique (log. décimal) pour faire les tracés. Pour les exemples proposés $Y = 10^{nX}$ devient $y = 1 + nX$ avec $a = \lg 10 = 1$.

Cas *B* différent de 10 :
posons $B = e^n$
(e = 2,71828 = nombre d'Euler et n paramètre de croissance)
$Y = A\,(e)^{nX}$ donne
$\ln Y = \ln A + nX.\, \ln e$ (avec $\ln e = 1$)
forme $y = a + nX$
C'est l'équation d'une droite dans une grille semi-logarithmique (avec log. népérien).

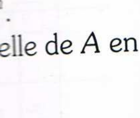
Intérêt expérimental : dans les deux cas, si au cours d'une expérimentation et après report des points, la courbe obtenue est une droite en grille semi-log, on peut affirmer que le phénomène étudié est du type exponentiel.
La valeur de n est obtenue en mesurant, sur le graphe, la pente de la droite et celle de A en mesurant l'ordonnée du point d'intersection entre la droite et l'axe y.



19. Papier semi-logarithmique.



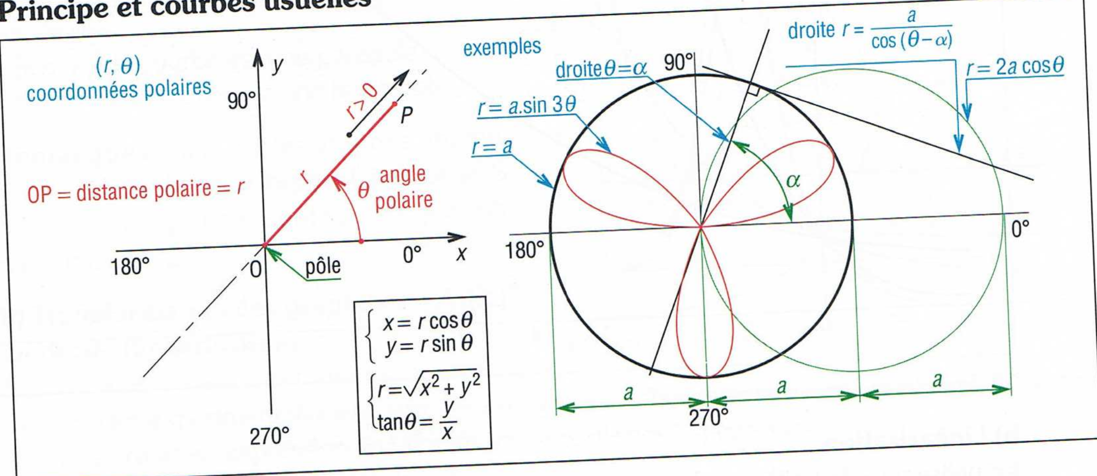
20. Courbes de la forme $y = e^{nx}$ tracées en papier semi-log.



8. Graphes en coordonnées polaires

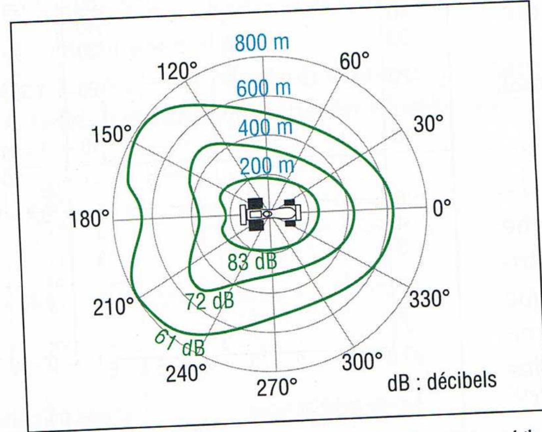
D'applications diverses, ils sont obtenus par des systèmes d'enregistrement à disque.
Deux variables : la distance r (>0 ou <0) mesurée suivant une droite OP et l'angle orienté θ (téta) mesuré entre l'axe des x et OP.

Principe et courbes usuelles



21. Coordonnées polaires et exemples de graphes.

Exemples expérimentaux :

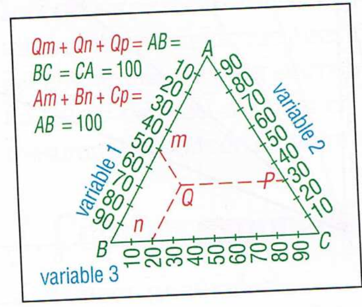


22. Graphe donnant la valeur du bruit autour d'une automobile.

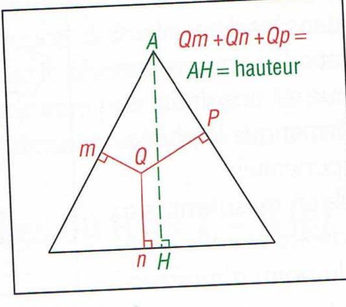
23. Graphe de circularité d'un roulement à billes.

9. Graphes triangulaires à trois variables

Ils sont plutôt utilisés en métallurgie et en chimie.
Cas d'emploi :
– Comparaison de trois variables apparentées ou non indépendantes (par exemple dont la somme «100 % » est toujours constante).
– Analyse de compositions ou de structures à l'aide d'un réseau de courbes…



24. Principe 1.



25. Principe 2.



26. Exemple.

II – Graphiques ou diagrammes à barres

Ils sont facilement accessibles au plus grand nombre, techniciens et non-techniciens. Les livres, revues, magazines et journaux de grande diffusion les utilisent couramment.

Principe : dans ces diagrammes, les valeurs numériques (quantités produites, pourcentages, coûts, prix...) sont représentées graphiquement par des barres dont la longueur est proportionnelle à la quantité. Les barres, verticales ou horizontales, sont placées à intervalles réguliers. Les combinaisons possibles sont multiples.

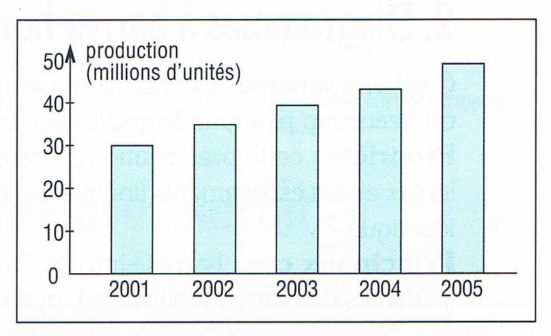
Utilisations usuelles :

- Présentation de données à des non-techniciens (faciles à lire et à comprendre).
- Comparaison simple de deux données.
- Comparaison de données sur une période de temps.
- Donner une image de plusieurs données en rapport les unes avec les autres.

Remarque : ils sont moins intéressants lorsqu'il faut comparer un grand nombre de valeurs ou dans le cas de séries de données.

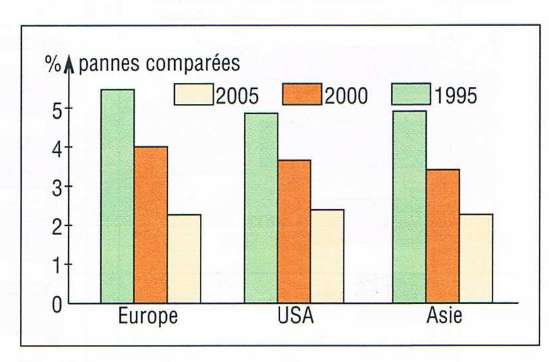
1. Principaux diagrammes à barres verticales

Diagramme à barres simples : il est utilisé pour suivre l'évolution d'une donnée ou grandeur (ventes, productions, coûts...) en fonction d'une variable (temps, lieu...).



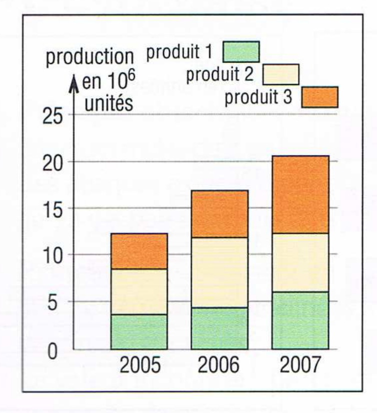
27. Diagramme à barres simples.

Diagramme à barres groupées : il permet de comparer les évolutions de plusieurs grandeurs (données) différentes, toutes fonction d'une même variable (temps...). Chaque grandeur doit être identifiée par une couleur ou un motif particulier (défini en annexe par une clé ou une légende).

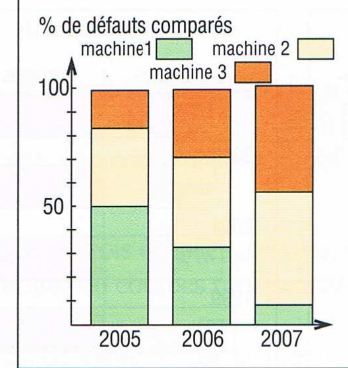


28. Diagramme à barres groupées.

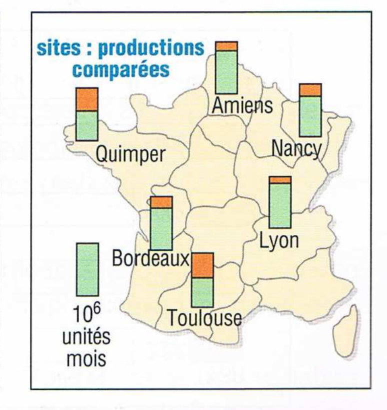
Diagramme à barres subdivisées : il est employé pour comparer plusieurs grandeurs (données) différentes toutes fonctions d'une même variable, tout en suivant l'évolution de leur somme ou total. Chaque grandeur doit être identifiée par une couleur ou un motif différent, défini en annexe par une clé ou une légende.



29. Diagramme à barres subdivisées.



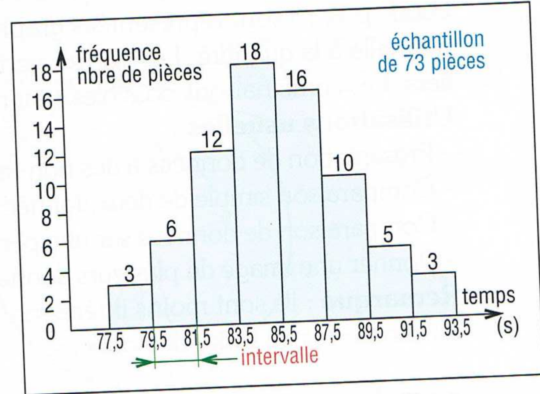
30. Variante à barres subdivisées.



31. Variante à barres subdivisées.

Histogrammes : ce sont des diagrammes à barres verticales particuliers utilisés pour représenter la répartition statistique d'une série de mesures concernant une même grandeur et pour analyser les caractéristiques d'une population (rapide vue d'ensemble, valeur moyenne, dispersion ou étalement, tendances, comportement…)
Le principal problème est le choix du nombre des intervalles compte tenu du nombre des mesures ou observations (voir les recommandations d'Ishikawa).

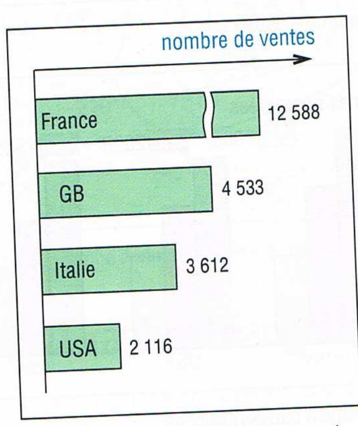
Histogramme simple : recommandations d'Ishikawa	
nombre d'observations ou de mesures dans l'échantillon	nombre d'intervalles recommandés
< 50	5 à 7
50 à 100	6 à 10
100 à 250	7 à 12
> 250	10 à 20



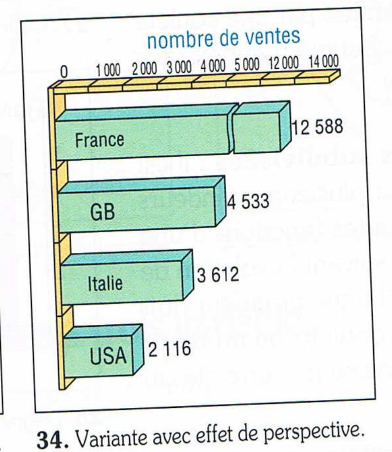
32. Histogramme de répartition de temps d'usinage.

2. Diagrammes à barres horizontales

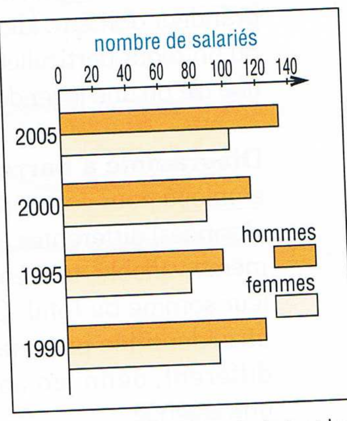
C'est une variante des précédents souvent utilisée lorsque l'une des grandeurs représentées est beaucoup plus grande que les autres.
Propriété : cette présentation, à visualisation identique, permet d'utiliser des barres moins larges et des espacements (intervalles) plus étroits : graphes plus compacts à qualité de lecture identique.
Principaux cas : barres simples, barres groupées, barres subdivisées, barres dos-à-dos (variantes des barres subdivisées), pyramide des âges (sorte d'histogramme).



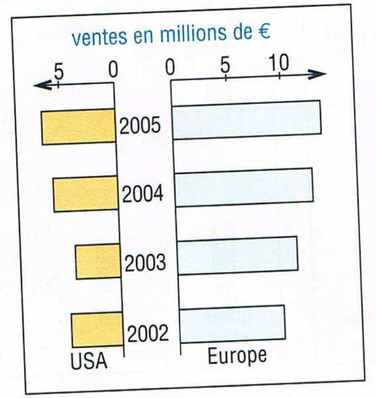
33. Diagramme à barres simples horizontales.



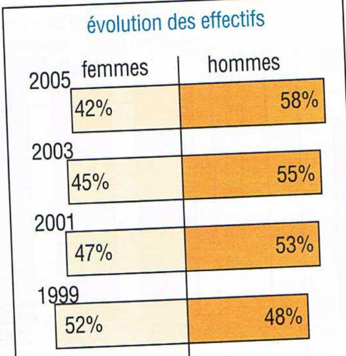
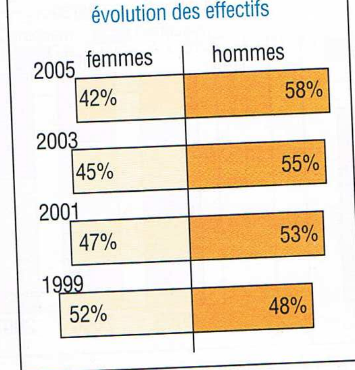
34. Variante avec effet de perspective.



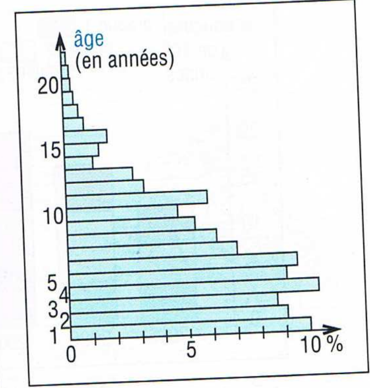
35. Diagramme à barres groupées horizontales.



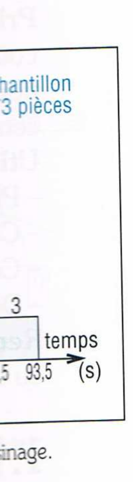
36. Barres groupées dos-à-dos.

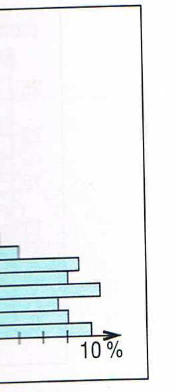
37. À barres dos-à-dos de même longueur.



38. Pyramide des âges des lave-linges.

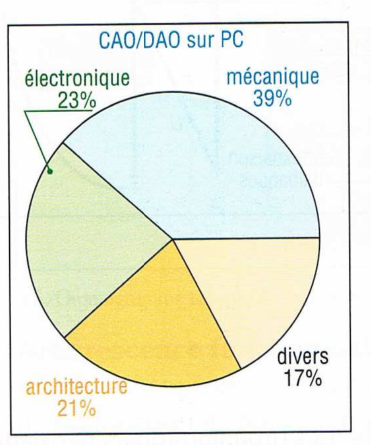




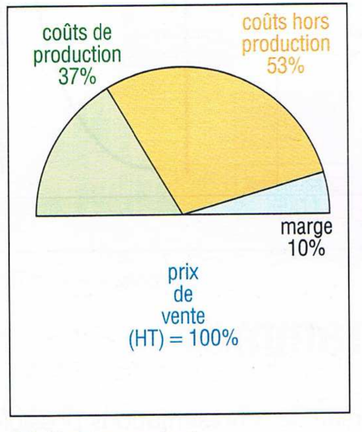


III - Diagrammes type camembert

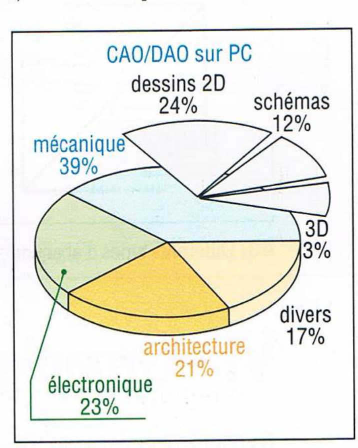
Ils sont souvent utilisés pour visualiser et comparer facilement les proportions (pourcentages) de plusieurs grandeurs ; un demi-camembert peut suffire à un nombre réduit de paramètres. Les variantes en perspective permettent d'ajouter des subdivisions supplémentaires.
Pour un camembert : 1 % occupe 3,6° ; 10 % occupe 36° ; X % occupe X fois 3,6°.
Pour un demi camembert : 1 % occupe 1,8° ; 10 % occupe 18° ; X % occupe X fois 1,8°.



39. Diagramme camembert.



40. Demi-camembert.



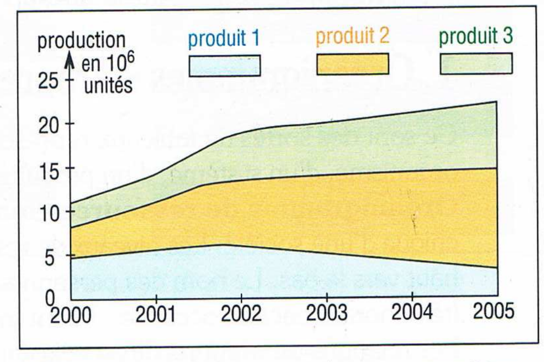
41. Camembert avec effet de perspective.

IV - Graphes rectangulaires avec surfaces

Ils combinent à la fois les propriétés des diagrammes à barres et celles des graphes à coordonnées rectangulaires du paragraphe 1.

Ils ont le même rôle que les diagrammes à barres subdivisées en offrant des comparaisons plus détaillées.

L'utilisation de couleurs ou de motifs différents simplifie la lecture.



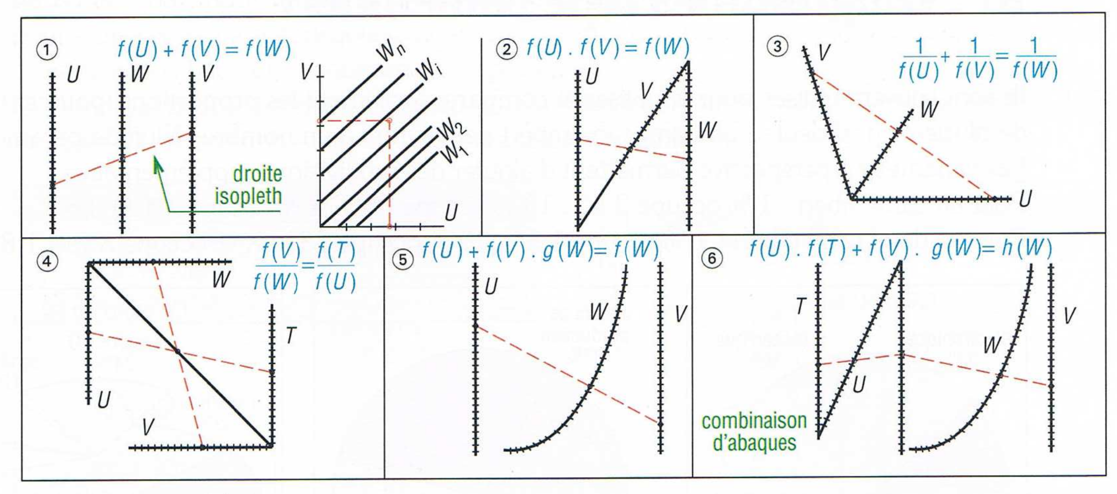
42. Diagrammes à surfaces en coordonnées rectangulaires.

V - Abaques

Principal objectif : les abaques éliminent les calculs fastidieux nécessaires à l'exploitation de certaines formules de type mathématique, complexes, connues et contenant trois variables ou plus. Les abaques exigent du temps pour être construits mais sont très pratiques et très sûrs à l'usage ; il y a peu d'erreurs d'exploitation.

Principe : ils consistent en un jeu de trois échelles, ou plus, graduées (arithmétique, logarithme...), verticales ou inclinées, droites ou courbes représentant graphiquement les variables de la formule.
La valeur inconnue (cherchée) est déterminée par alignement. Dans le cas de trois variables, une droite (isopleth), tracée à partir des deux variables connues, coupe l'échelle de la troisième à la valeur cherchée.

Principales formes d'abaques



43. Différents types d'abaques.

VI - Organigrammes

Il existe une grande diversité de représentations possibles. Les organigrammes permettent de décrire des organisations, des processus, des ressources humaines, des produits, des flux de données…

Ce sont des outils particulièrement puissants et appréciés dans la mesure où ils présentent une très grande souplesse : pas de règles rigides ni de formalisme lourd ou complexe. De plus, ils sont faciles à comprendre par le plus grand nombre, techniciens ou non, spécialistes ou non.

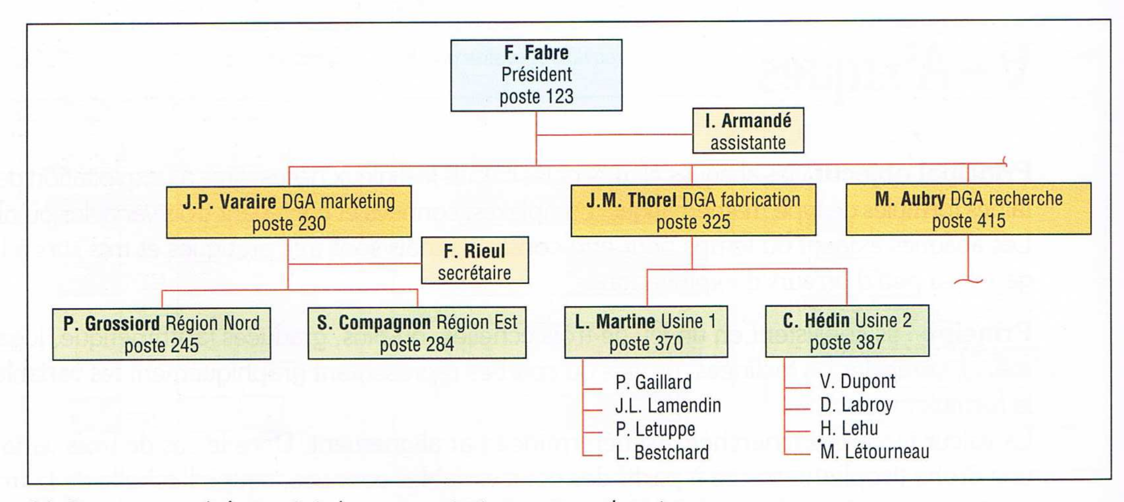
Une personnalisation éventuelle du graphisme et de l'écriture est souvent possible (logiciels…).

1. Organigrammes - Arborescences

Ce sont des sortes de tableaux représentant la structure hiérarchique d'une entreprise, d'un organisme, d'un système, d'un produit…

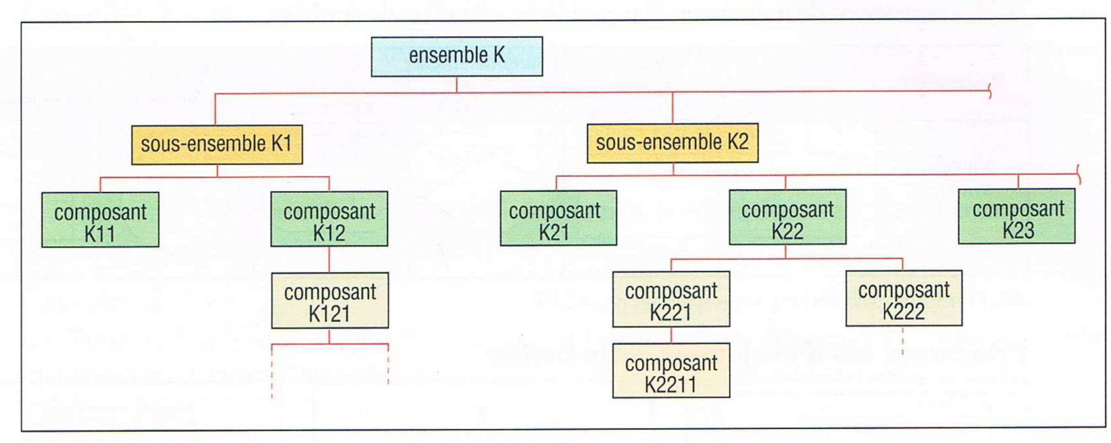
Organigramme de ressources humaines : il représente et détaille la structure hiérarchique d'une société. Les niveaux de responsabilité ou d'importance se retrouvent en allant du haut vers le bas. Le nom des personnes, leur fonction et les renseignements jugés importants (téléphone, fonction occupée…) sont indiqués dans un même rectangle ou boîte.

Les relations ou rapports directs existant entre ces personnes sont représentés par les lignes, verticales et horizontales, fléchées ou non, tracées entre les boîtes.



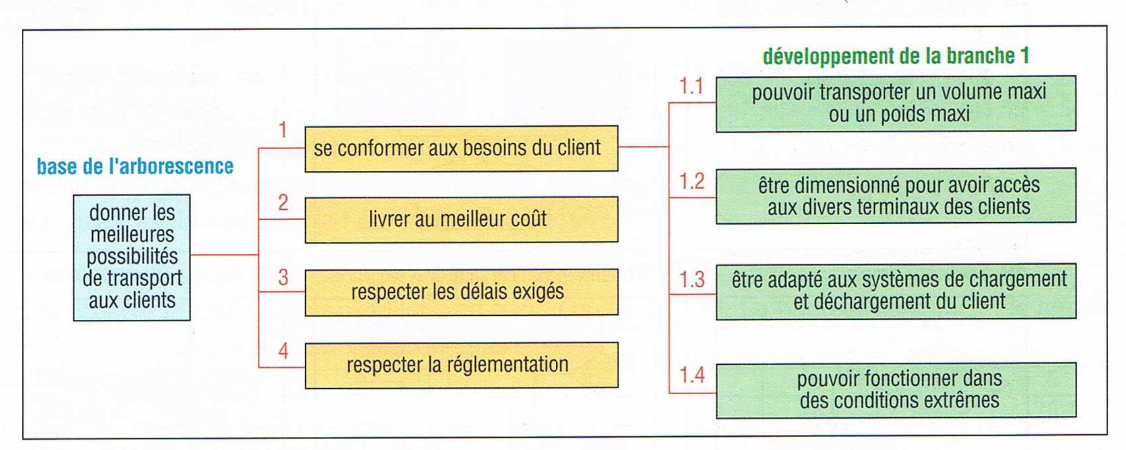
44. Organigramme de forme générale pour organisation, ressources humaines…

Organigramme technique de produit (ou arborescence technique) : c'est une variante du précédent, adaptée à la description d'un produit. Il représente la structure hiérarchique du produit en partant de l'ensemble (système global) et en s'arrêtant aux plus petits éléments ou composants (le produit est décortiqué niveau par niveau).



45. Organigramme technique de produit (OTP) ; forme générale.

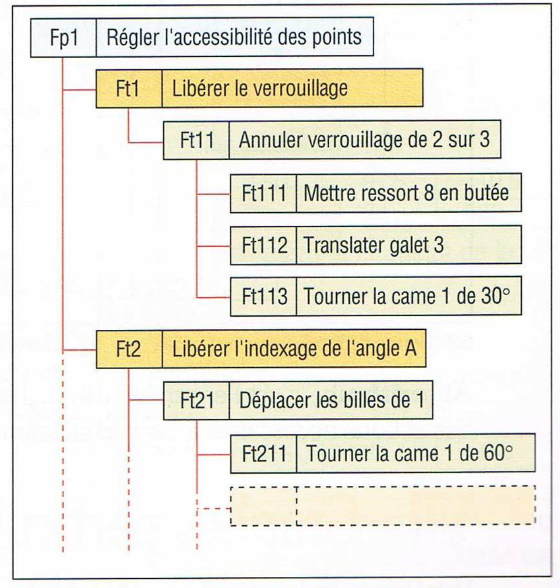
Arborescence fonctionnelle : utilisée en analyse fonctionnelle pour décrire les différentes fonctions liées à un produit (autres méthodes page 432), elle permet de représenter, à partir d'une fonction de base ou principale, les fonctions qui, de niveau en niveau, participent à celle-ci ou la réalisent.



46. Arborescence fonctionnelle d'un système de transport.

Arbre ou graphe de fonctions : également utilisé en analyse fonctionnelle, ils permettent d'analyser la nature et le poids des liaisons des fonctions techniques entre elles et avec les fonctions de service ou principales.

– Fp1 : fonction principale ;
– Ft1, Ft2 : sous-fonction principale de niveau 1 ;
– Ft11, Ft21 : sous-fonction principale de niveau 2 ;
– Ft111, Ft112, Ft113... : fonctions techniques successives de même niveau...



47. Exemple d'arbre de fonctions.

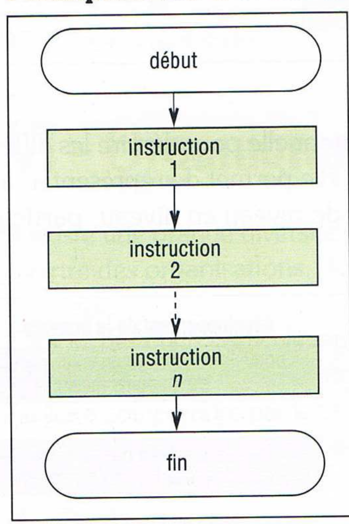
2. Algorigrammes, ordinogrammes...

Organigrammes particuliers avec règles d'écriture et d'évolution (boîtes particulières, lignes fléchées pour le sens du flux...), ils sont utilisés pour représenter la logique d'enchaînement d'un algorithme ou des opérations de traitement d'un problème, d'un flux de données.

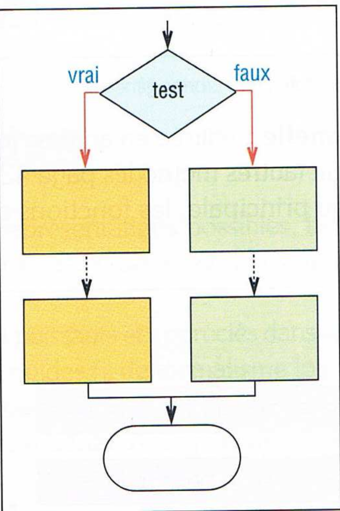
Désignation	Entrée ou sortie de données	Instruction, opération sur données	Embranchement après test ou décision	Début, fin de séquence	Renvoi, connecteur	Sous-programme
principaux symboles normalisés						

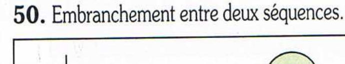
48. Principaux symboles (voir autres symboles pages 585).

Principaux cas d'évolutions entre boîtes

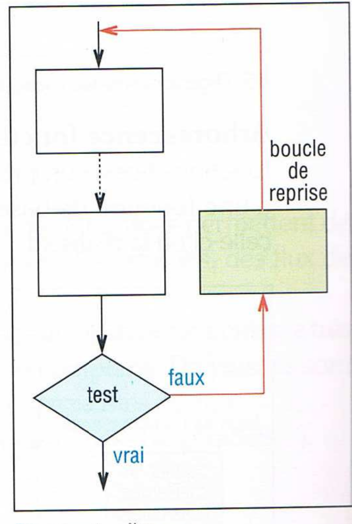


49. Séquence simple.

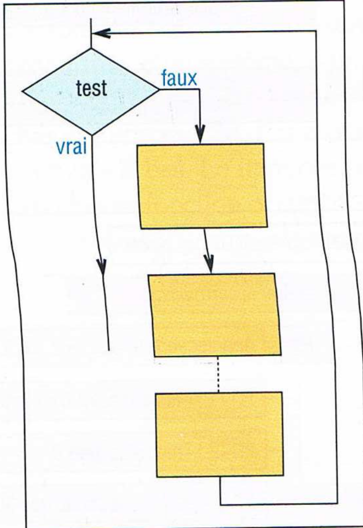




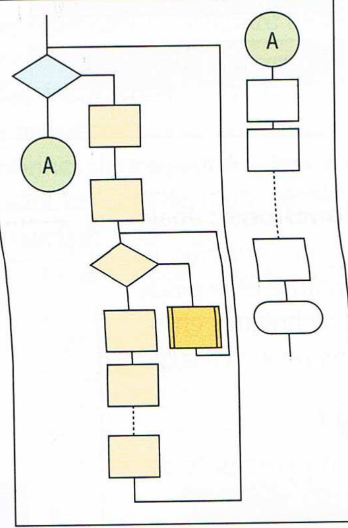
50. Embranchement entre deux séquences.



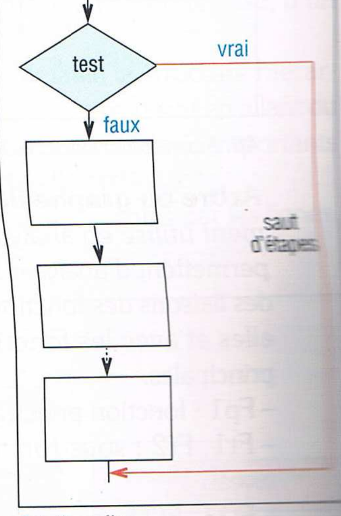
51. Reprise d'étapes.



52. Boucle de reprise avec test initial.



53. Exemple avec boucles emboîtées.



54. Saut d'étapes.

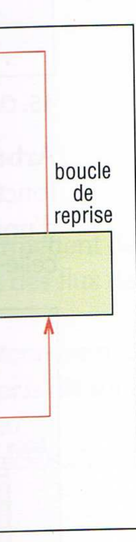
Algorithme : c'est l'ensemble des règles opératoires propres à un calcul ou à l'enchaînement des actions nécessaires à l'accomplissement d'une tâche.

VII - Graphes particuliers

Voir Pareto, Ishikawa (chapitre 38 : notions sur la qualité) ; APTE, FAST, SADT (chapitre 37 : méthodes d'analyse) ; GRAFCET (chapitre 43 : GRAFCET) ; Pert, Gantt (chapitre 36 : notion de projet).

nes fléchées
algorithme







nchaînement

37 : méthodes
ojet).

VIII - Exercices

Exercice 1

Tracer un graphe, en coordonnées rectangulaires avec deux axes à échelles arithmétiques, représentant les données suivantes (production en ordonnée) :

Production annuelle (en milliers d'unités)	1 000	2 880	5 120	7 050	8 950	11 180	12 820
Année de référence	1975	1980	1985	1990	1995	2000	2005

a) Déterminer l'équation de la droite décrivant au plus près ces données.
b) Quelle production peut-on envisager pour 1995 ?

Exercice 2

La flèche (f) d'un ressort de traction à spires en fonction de la charge (F) est mesurée expérimentalement. Les résultats sont :

F (charge en (N)	25	70	110	150	190	230	270	310
f (flèche en mm)	3	12	18	25	32	38	45	52

a) Tracer le graphe F fonction de f. Déterminer l'équation correspondante ; en déduire la raideur du ressort.
b) Quelle force produira une flèche de 70 mm ?

Exercice 3

Afin de réaliser l'étalonnage d'un thermocouple fer-constantan on détermine expérimentalement les données suivantes :

T (température °C)	50	100	150	200	300	400	500	600	700	800	900
f.é.m. (mV)	2,7	5,7	8,5	11,2	16,5	22,2	27,5	33,0	38,5	44,5	50

a) Tracer le graphe T fonction de la f.é.m. (force électromotrice). Déterminer l'équation de la droite approchant au plus près ces données.
b) Quelle est la valeur de la f.é.m. pour 1 000 °C ?

Exercice 4

On observe la chute d'un objet lâché du haut d'un gratte-ciel. La hauteur de chute et le temps correspondant sont rassemblés ci-dessous :

t (temps de chute, en s)	0	1	2	3	4	5	6
h (distance parcourue, en m)	0	4,9	19,6	44,1	78,4	122,5	176,4

a) L'équation représentant la chute est de la forme [$h = a.t^n$]. Déterminer les paramètres constants a et n après linéarisation et tracé sur papier log-log.
b) Quelle est la durée de la chute si la hauteur du gratte-ciel est de 250 m ?

Exercice 5

La capacité (C) d'une vis d'Archimède, utilisée pour le convoyage des graines de maïs, dépend de sa vitesse de rotation (N). Les mesures réalisées expérimentalement donnent :

C (capacité en L/s)	3,4	6,3	16,5	37,0	68,1	91,5	110,5
N (vitesse vis en tr/min)	10	20	60	150	300	420	520

Tracer les données sur un papier log-log, en déduire l'équation exprimant la capacité de la vis en fonction de sa vitesse. Quelle est la capacité à 250 tr/min ?

Exercice 6

La consommation d'essence (Q) d'une automobile en fonction de sa vitesse (V) est mesurée expérimentalement. Les résultats sont :

Q (consommation en mm^3/s)	23,1	38,1	62,7	103,4	170,6	281,2	464
V (vitesse du véhicule en m/s)	10	20	30	40	50	60	70

L'équation entre Q et V a la forme exponentielle [$Q = a.e^{n.X}$]. Déterminer, après linéarisation et tracé des données sur papier semi-log la valeur des paramètres constants a et n. Quelle est la consommation prévisible à 300 km/h ?

Exercice 7

Le chiffre d'affaires d'un composant nouvellement lancé sur le marché est relevé mois après mois. Les données sont :

Chiffres d'affaires (× 1 000 €)	20	50	126	316	793	1 990
Mois de référence	janvier	février	mars	avril	mai	juin

a) L'équation liant les deux variables a la forme exponentielle [$Y = a.e^{nX}$]. Déterminer les paramètres constants a et n.

b) Quel est le chiffre d'affaires prévisible pour juillet ?

Le tableau suivant est utilisé pour les exercice 8 à 13. Il rassemble les données statistiques essentielles de 1980 à 2005 d'une entreprise fabricant des composants pneumatiques.

Année de référence	1980	1985	1990	1995	2000	2005
Nombre d'employés	50	78	106	149	195	190
Chiffre d'affaire (× 100 000 €)	25	55	255	550	725	850
Coûts (× 100 000 €)	20	42	190	450	650	675
Bénéfices (× 100 000 €)	5	13	65	100	75	175
Production (× 1 000)	15	23	32	50	110	115

Exercice 8

Tracer un histogramme donnant une représentation du nombre d'employés.

Exercice 9

Tracer un diagramme à barres représentant le nombre d'unités produites.

Exercice 10

Tracer un diagramme à barres groupées représentant le nombre d'unités produites avec le nombre d'employés.

Exercice 11

Tracer un diagramme à surfaces en coordonnées rectangulaires représentant les évolutions comparées du chiffre d'affaires et des coûts annuels. Mettre en évidence les bénéfices.

Exercice 12

Refaire l'exercice 11 précédent avec un diagramme à barres subdivisées.

Exercice 13

Tracer un diagramme camembert pour les données suivantes :

Secteurs de coûts	Coûts (en % du coût total)
Recherche et prédéveloppement	20,0
Développement / études détaillées	13,0
Industrialisation	16,0
Publicité / distribution	19,0
Frais de personnel (général)	32,0

Exercice 14

Un essai de microphone directionnel fournit les données suivantes :

Angle (°)	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180
Sortie (V)	1	0,97	0,96	0,94	0,91	0,86	0,81	0,76	0,71	0,63	0,55	0,49	0,45

La sortie en volts est mesurée à partir d'un source sonore constante déplacée de façon circulaire autour du micro. Il y a symétrie par rapport à la ligne (0°, 180°). Tracer les résultats sur un graphe avec coordonnées polaires.

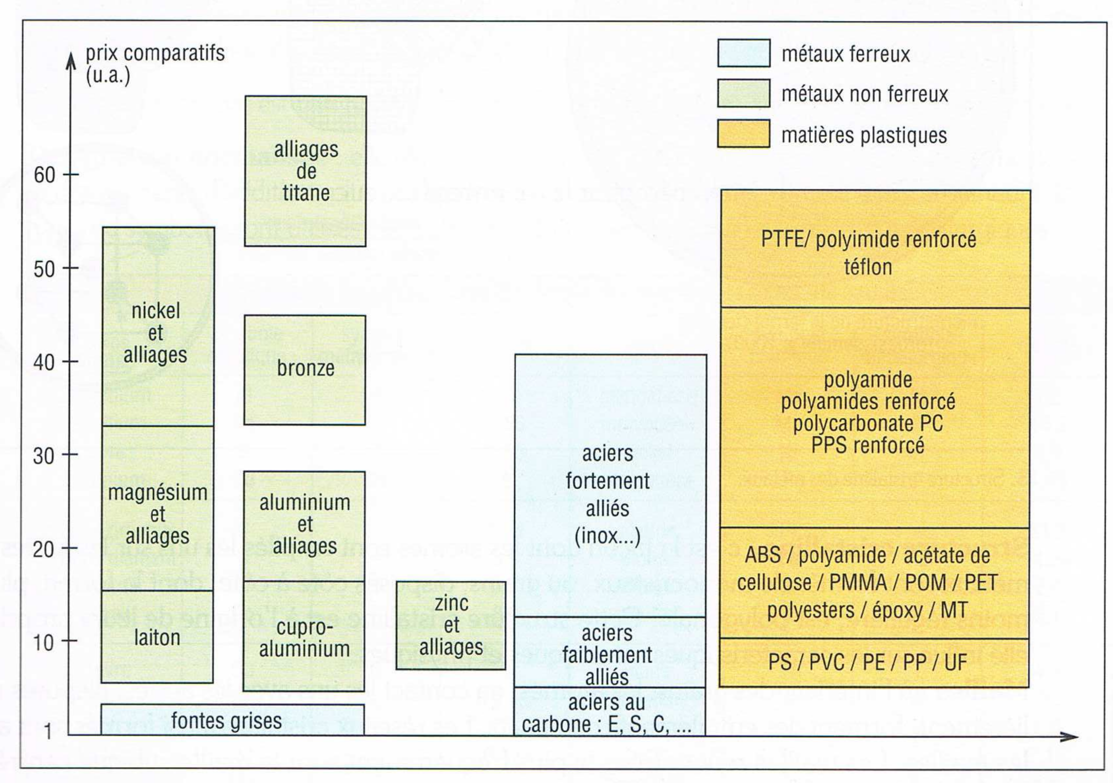
13 MATÉRIAUX GÉNÉRALITÉS

OBJECTIFS

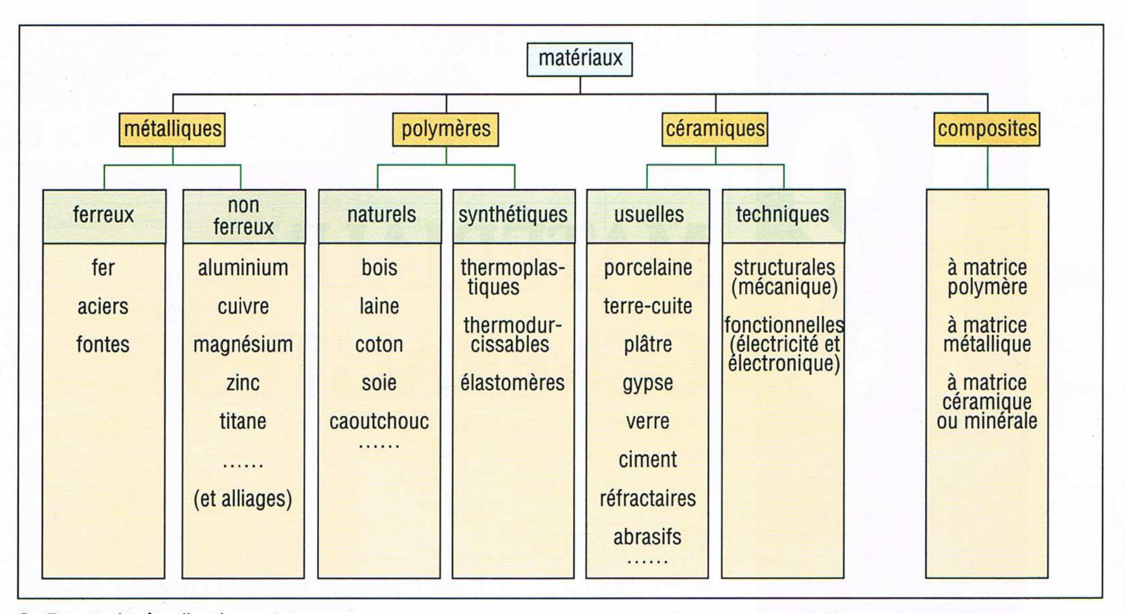
- Présenter les principaux matériaux industriels (métaux, matières plastiques, céramiques et composites).
- Indiquer les propriétés générales des deux principales familles (métaux et matières plastiques).
- Donner quelques notions sur les céramiques et les matériaux composites.

Les matériaux sont à la source de la technologie et du monde industriel. La réussite technique et le succès commercial d'un produit fabriqué dépendent en grande partie du ou des matériaux choisis.

Sélectionner un matériau n'est généralement pas une opération simple compte tenu de la grande variété proposée. Le choix dépend autant du prix que des qualités propres du matériau et du procédé de fabrication retenu pour la réalisation. La sélection est le plus souvent effectuée en équipe, client et concepteur étant associés aux techniciens de fabrication.



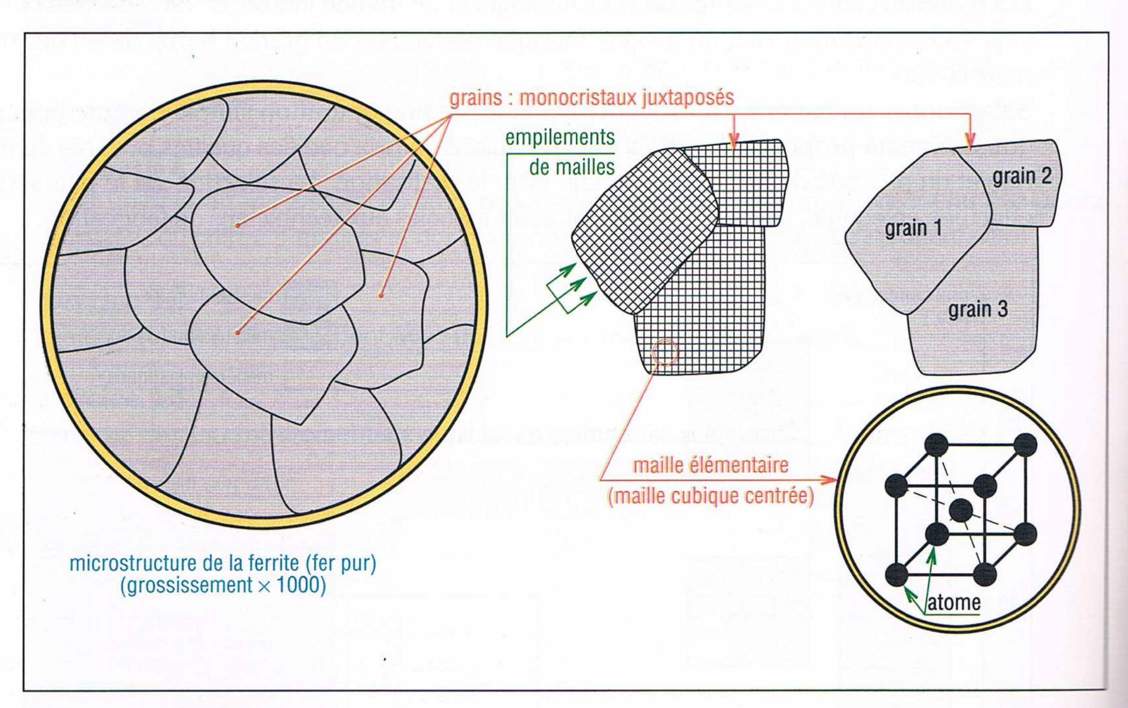
1. Prix comparatifs indicatifs (au kg) des principaux matériaux industriels (u.a. = unité arbitraire).



2. Principales familles de matériaux.

I - Métaux

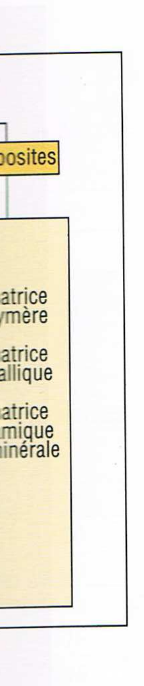
Ils sont étudiés en détail dans les chapitres suivants. Seules les propriétés caractéristiques communes sont abordées ici.

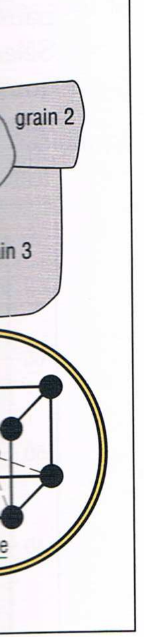


3. Structure cristalline des métaux.

Structure cristalline : c'est la façon dont les atomes sont empilés les uns sur les autres. Les métaux sont formés de monocristaux, ou grains, disposés côte à côte, dont la forme, plus ou moins régulière, est polygonale. Cette structure cristalline est à l'origine de leurs propriétés, elle influe sur les caractéristiques mécaniques et physiques.

Mailles : à l'intérieur des grains, les atomes, en contact les uns avec les autres, disposés régulièrement, forment des empilements compacts. Les réseaux cristallins ainsi formés sont appelés mailles. Les mailles rencontrées le plus fréquemment sont la maille cubique centrée, la maille cubique à faces centrées et la maille hexagonale compacte.





Structures cristallines des métaux : principales mailles			
type	maille cubique centrée	maille cubique à face centrée	maille hexagonale compacte
forme de la maille		atomes (ions)	
volume occupé par les atomes dans la maille	$V = 0{,}68\ a^3$ 2 atomes par maille	$V = 0{,}74\ b^3$ 4 atomes par maille	V = 0,74 vol. de la maille 6 atomes par prisme
exemples	fer α, Mn, Cr, W, Mo, V, Nb, Li, Zr, Ta, Ba, Ti (> 882 °C)...	fer γ, Al, Cu, Ag, Co, Pb, Ni, Au, Pt, Sr...	Mg, Zn, Cd, Be, Co (< 419 °C), Ti (< 882 °C)...
propriétés	haute résistance peu ductile	résiste au cisaillement très ductile	fragile peu ductile

4. Structures cristallines des métaux : principales mailles.

Allotropie : propriété de certains métaux ou alliages qui peuvent avoir, selon la température, des structures cristallines (mailles) différentes, avec des propriétés différentes.

Exemples : fer α et fer γ, titane (< 882 °C et > 882 °C)...

Alliages : lorsqu'on ajoute les atomes d'un autre métal, on modifie l'arrangement des plans de la structure cristalline du métal de base. Cela accroît le plus souvent la résistance.

Exemple : le bronze est plus résistant que les deux métaux de base qui le constituent (cuivre et étain).

Désignation normalisée : elle utilise à la fois des lettres, qui précisent la nature du métal de base et des éléments d'addition, plus des chiffres qui indiquent les indices de pureté et les teneurs. Deux types de symboles sont utilisés : les symboles chimiques usuels et les symboles métallurgiques.

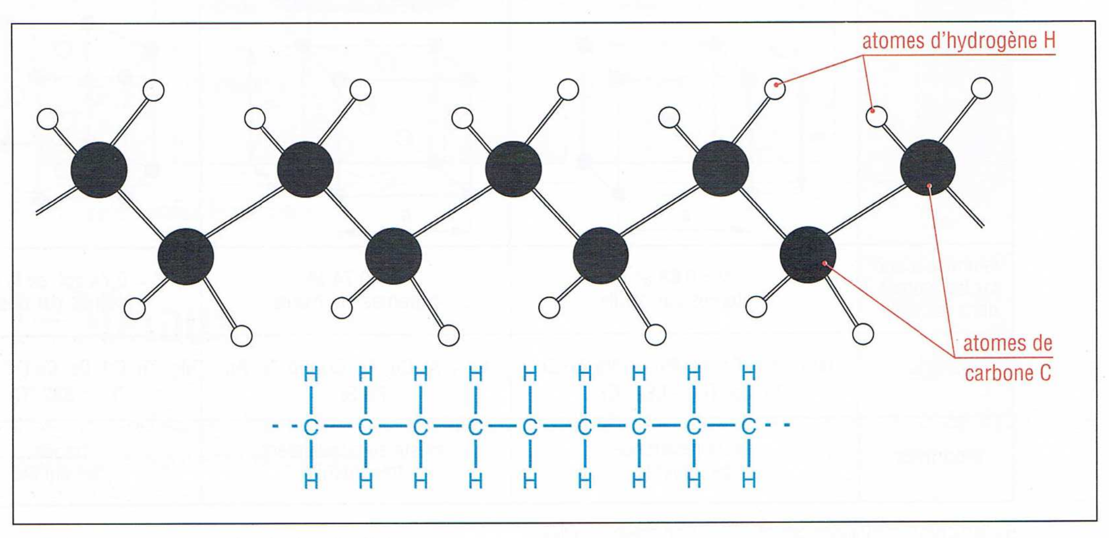
Symboles chimiques et métallurgiques, densité des métaux usuels							
corps	symbole chimique	symbole métallurgique	densité	corps	symbole chimique	symbole métallurgique	densité
aluminium	Al	A	2,7	manganèse	Mn	M	7,2
béryllium	Be	Be	1,85	molybdène	Mo	D	10,2
bore	B	B	2,35	nickel	Ni	N	8,9
cadmium	Cd	Cd	8	phosphore	P	P	1,88
carbone graphite	C	–	2,24	platine	Pt	–	21,5
carbone diamant	C	–	3,5	plomb	Pb	Pb	11,34
chrome	Cr	C	7,1	silicium	Si	S	2,4
cobalt	Co	K	8,9	soufre	S	F	2,1
cuivre	Cu	U	9	titane	Ti	T	4,5
étain	Sn	E	6 à 7,5	tungstène	W	W	19,3
fer	Fe	Fe	7,8	vanadium	V	V	5,9
lithium	Li	L	0,534	zinc	Zn	Z	7,15
magnésium	Mg	G	1,75	zirconium	Zr	Zr	6,5

II - Polymères ou matières plastiques

Il en existe deux familles principales : les thermoplastiques et les thermodurcissables (voir chapitre 18 : matières plastiques et élastomères).

1. Thermoplastiques

Très nombreux, ils sont les plus utilisés. Ils ramollissent et se déforment à la chaleur. Ils peuvent, en théorie, être refondus et remis en œuvre un grand nombre de fois.



5. Polymère ou macromolécule de polyéthylène.

Exemples : polyéthylène, polypropylène, polystyrène, PVC.

2. Thermodurcissables

Ils ne ramollissent pas et ne se déforment pas sous l'action de la chaleur. Une fois créés, il n'est plus possible de les remodeler par chauffage.

Exemples : phénoliques, époxydes…

Remarque : une même matière plastique, comme le polyester par exemple, existe parfois dans la forme thermoplastique et dans la forme thermodurcissable.

3. Élastomères ou « caoutchoucs »

On peut les considérer comme une famille supplémentaire de polymères aux propriétés très particulières. Ils sont caractérisés par une très grande élasticité.

III - Céramiques

Ni métalliques, ni polymères, ce sont les matières premières les plus abondantes de la croûte terrestre et les matériaux les plus anciens utilisés par l'homme. Elles sont très dures, très rigides, résistent à la chaleur, à l'usure, aux agents chimiques et à la corrosion. Leur principal inconvénient est la fragilité.
Fabrication : elle comprend en général une mise en forme (pressage, moulage, extrusion…) suivie par un traitement thermique (cuisson ou frittage).

1. Céramiques traditionnelles

Elles regroupent les ciments ($CaO + SiO_2$), les plâtres, les produits à base d'argile (terres cuites, faïence, porcelaine, grès cérame…) et les produits à base de silice (verre, cristal…).

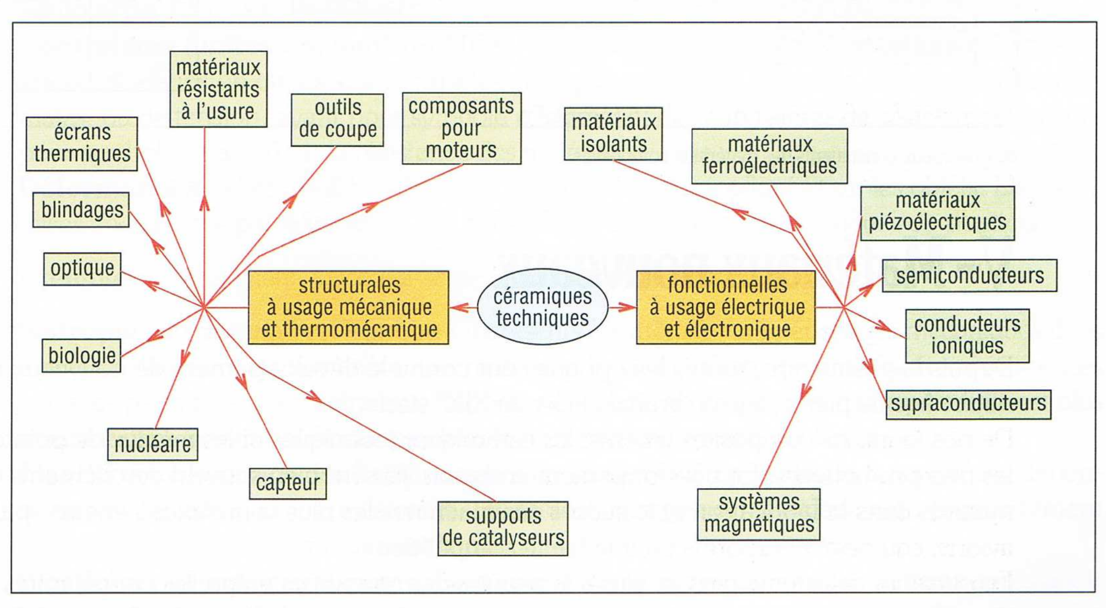
Céramiques traditionnelles				
nuances		matières premières		exemples d'emploi
produits poreux	terre-cuite	marnes, argiles		tuiles, briques, horticulture, art
produits poreux	faïence	argile, silice, quartz		vaisselle, carrelage (mur), art
produits poreux	produits grésés	argile, kaolin, feldspath		carrelage (sol)
produits poreux	réfractaires	argile réfactaire, silice, chamotte, alumine, magnésie carbone-graphite…		ciment, béton brique pour four produits frittés
produits vitrifiés	grès cérame	argile, chamotte, silice		éviers, lavabos, baignoires
produits vitrifiés	vitrèous	argile, kaolin, feldspath, silice		éviers, lavabos, baignoires
produits vitrifiés	porcelaine	kaolin, argile, feldspath, quartz		vaisselle, art, génie électrique
verres (base de SiO_2 (> 50 %) et Na_2O)		silice SiO_2 alumine Al_2O_3 oxydes chaux Na_2O… magnésie MgO	sodico–calcique (CaO…)	vitres, flacons, ampoules
			crystal (oxyde de plomb-PbO)	vaisselle, art, optique
			borosilicate (B_2O_3)	résistant aux chocs termiques (Pyrex)
			aluminosilicate (Al_2O_3)	résistance à la chaleur
			spéciaux	optique, laser, fibre optique
abrasifs		oxydes, carbures, diamant		meules, papiers abrasifs

2. Céramiques techniques

Plus récentes, elles sont soit fonctionnelles, à « usage électrique », soit structurales, à usage mécanique ou thermomécanique.

Exemples : oxydes d'alumine (Al_2O_3), zircone (ZrO_2), nitrures de bore (BN) ou de silicium (Si_3N_4), carbures de silicium (SiC) ou de tungstène (WC), carbure de titane (TiC).

Utilisations : fibres optiques (silicium), mémoires magnétiques (ferrites), outils de coupe (carbures), abrasifs, isolants, écrans thermiques, joints d'étanchéité, laser, prothèses osseuses…



6. Domaines d'application des céramiques techniques.

IV – Matériaux composites

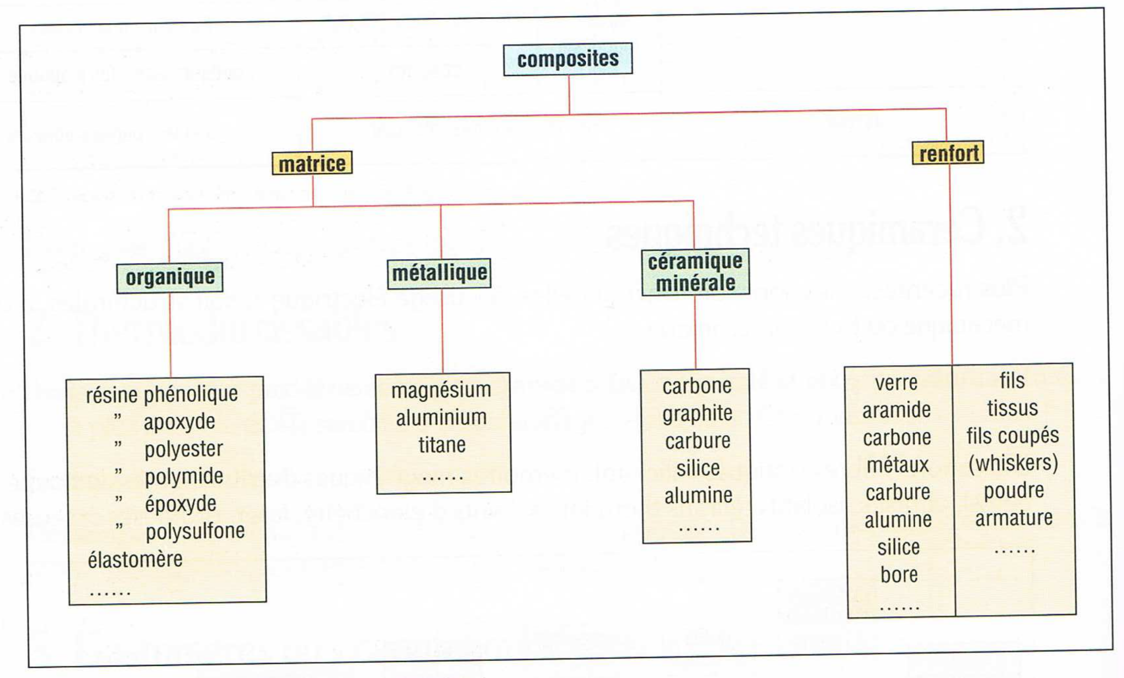
Ils sont composés d'un matériau de base (matrice ou liant : polymère, céramique ou métal) renforcés par des fibres, ou agrégats, d'un autre matériau afin de combiner au mieux les avantages des deux. Les deux corps, de structure différente, ne se mélangent pas (structure hétérogène) au contraire d'un alliage (structure homogène).

Exemples familiers : béton armé (béton + armature acier), pneumatiques (élastomère + toile + fils d'acier), équipements sportifs (raquettes, ski...).

Composites à matrices polymères : en renfort, la fibre de verre, la plus économique, est la plus utilisée. La fibre de carbone, plus coûteuse, est utilisée dans des applications plus pointues : équipement sportifs de haut niveau, aéronautique... Les fibres organiques comme les aramides (kevlar) sont un compromis entre les deux.

Fibres	diamètre 0,001mm	R_r (da N/mm²)	E (da N/mm²)
verre E	3 – 20	250 – 350	7×10^3
carbone	7 – 10	250 – 700	35×10^3
aramide (kevlar)	12	270 – 350	11×10^3
acier	13	420	20×10^3
alumine Al_2O_3	3 – 10	2 100	43×10^3
carbure de silicium (Si C)	3 – 10	2 100	50×10^3

7. Caractéristiques mécaniques de quelques fibres de renforcement de composites.



8. Principaux constituants des matériaux composites.

V– Matériaux nouveaux

Depuis la préhistoire, toutes les époques ont connu le développement de nouveaux matériaux : âge de pierre, âge du bronze, acier au XIXe siècle...
De nos jours, les composites récents, les céramiques techniques et les métaux de pointe sont les plus prometteurs. En développement croissant, ils sont bien souvent des éléments déterminants dans la fabrication et le succès des machines les plus complexes : engins spatiaux, avions, équipements sportifs pour la haute compétition...
En outre, ils pallient de plus en plus à la pénurie des ressources naturelles en matériaux traditionnels et en matériaux stratégiques : chrome, manganèse, cobalt...

14

ESSAIS DES MATÉRIAUX

OBJECTIFS

- Présenter et décrire les principaux essais mécaniques normalisés et mondialement utilisés.
- Donner des notions d'extensométrie et de photoélasticité.

Les essais, en laboratoire ou sur le terrain, apportent des renseignements précis et fiables sur la qualité et les performances d'un matériau. Il en existe un grand nombre ; des normes internationales règlent la plupart.
Principaux essais : essais mécaniques (traction, dureté, résilience, fatigue, fluage…), essais pour la productique (emboutissage, pliage, usinabilité…), essais sur les surfaces (abrasion, rayures, rugosité, adhérence…), essais sur les fluides (viscosité, écoulements…), essais non destructifs (radiographie, ultrasons, magnétoscopie, acoustique d'étanchéité, ressuage…)

I - Définitions préliminaires

Homogénéité : un matériau est homogène s'il possède, en tous points, les mêmes propriétés chimiques et physiques. La plupart des métaux et des alliages sont considérés comme homogènes. Le bois et les composites ne le sont pas, ils sont hétérogènes.
Contraintes (unités : N/mm^2 ou MPa) : elles caractérisent par des indications chiffrées les efforts de cohésion qui existent entre les grains de matière. On trouve des contraintes normales, ou de tension, ayant pour symbole σ (sigma) et des contraintes de cisaillement, ayant pour symbole τ (tau). (Voir la résistance des matériaux).
Déformations : elles résultent et varient avec les charges appliquées sur les objets. Elles sont mises en évidence par la variation des dimensions, et peuvent être élastiques ou plastiques.

Exemples : allongement, raccourcissement, fléchissement, torsion, glissement…

Isotropie : un matériau est isotrope s'il présente les mêmes caractéristiques mécaniques dans toutes les directions de la matière. Les métaux et les alliages sont généralement isotropes. Les matières plastiques, les matériaux composites et le bois ne sont pas isotropes. Le bois est plus résistant dans le sens des fibres que dans le sens perpendiculaire aux fibres.
Élasticité : elle caractérise l'aptitude qu'a un matériau à reprendre sa forme et ses dimensions initiales après avoir été déformé. Un ressort, chargé normalement, a un comportement élastique. La propriété contraire est la plasticité.
Plasticité : un matériau qui ne reprend pas sa forme et ses dimensions initiales après avoir été déformé est dit plastique. La pâte à modeler a un comportement plastique. La plupart des

métaux et des alliages ont un comportement élastique sous charges modérées et plastique sous charges excessives.

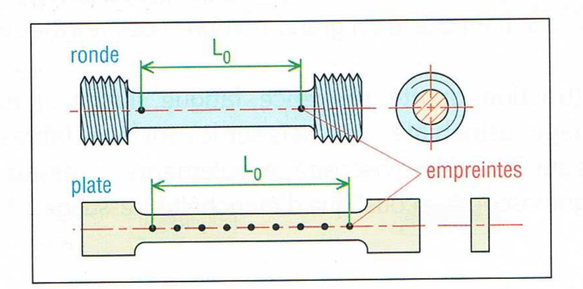
Ductilité : c'est l'aptitude qu'a un matériau à se déformer plastiquement sans se rompre. Elle est caractérisée par l'allongement pour cent $A\%$ (plus $A\%$ est grand, plus le matériau est ductile).
- Si $A\% \geqslant 5$ % les matériaux sont considérés comme ductiles.
- Si $A\% < 5$ % les matériaux sont considérés comme fragiles ou « cassants ».
- $Z\%$ (striction) et K (résilience) sont également des indicateurs.

La ductilité est une propriété déterminante pour les matériaux devant être déformés à froid (emboutissage, pliage…).

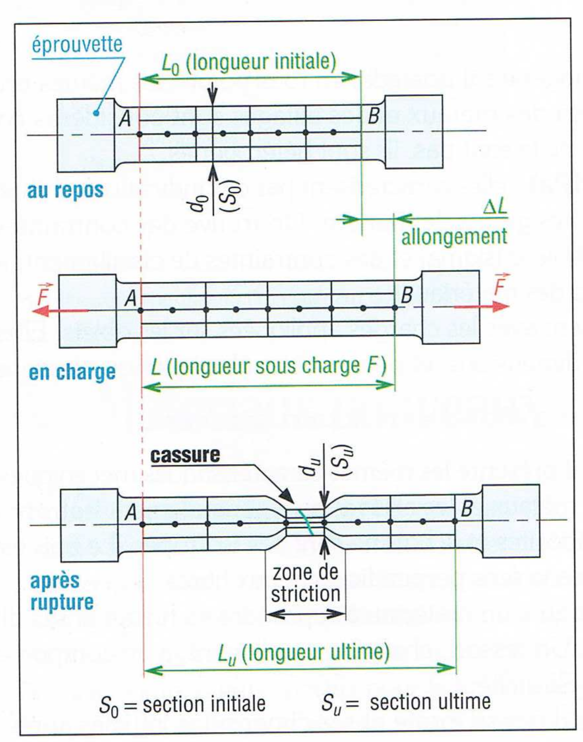
Malléabilité : cette propriété est identique à la ductilité mais appliquée à la compression. L'aluminium, le cuivre, l'or, certains laitons et certains aciers inoxydables sont très malléables ($A\% > 35$ %) et acceptent des emboutissages profonds.

II – Essai de traction

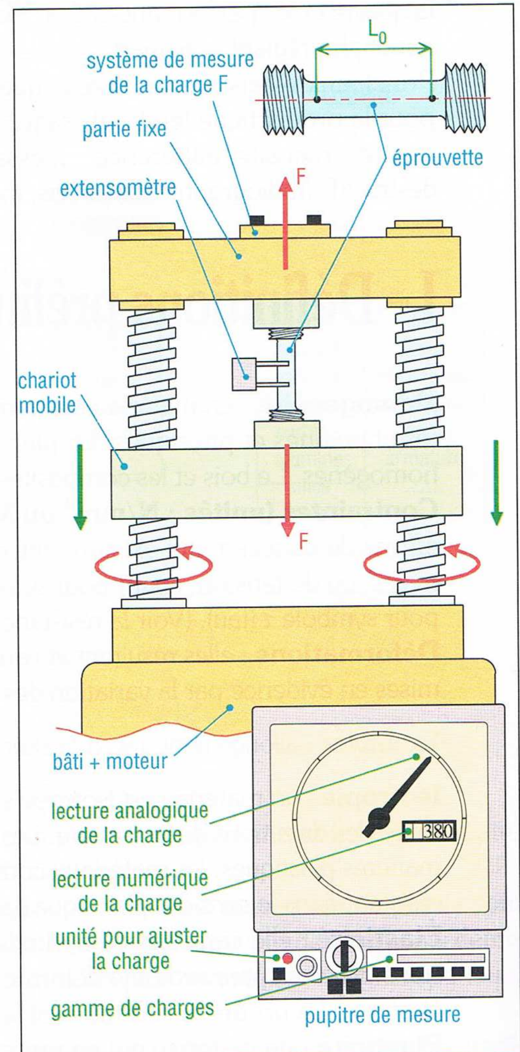
Essai le plus classique, il consiste à exercer sur une éprouvette normalisée (pièce de dimensions normalisées fabriquée dans le matériau à tester), cylindrique ou parallélépipédique (plate), deux forces égales et opposées qui vont la déformer progressivement puis la rompre.



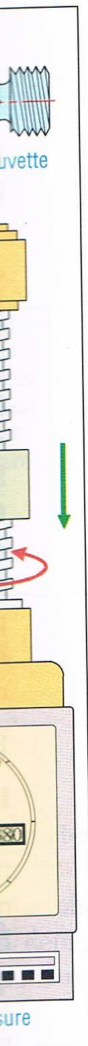
1. Exemples d'éprouvettes de traction usuelles.



2. Éprouvette en cours d'essai.

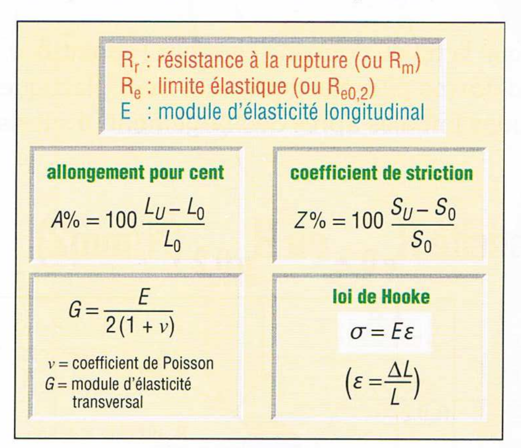


3. Principe des machines d'essai de traction.

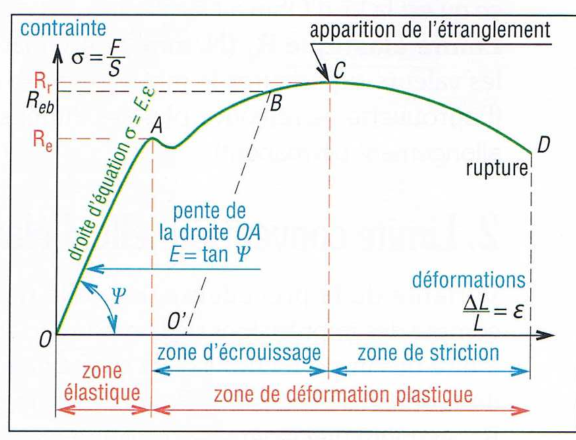


1. Courbes contraintes déformations typiques

Pour un grand nombre de matériaux, comme les métaux et les alliages, les courbes obtenues présentent une zone, appelée domaine élastique, où le graphe est une droite (segment *OA*). Pour tous les points de cette droite, la déformation, ou l'allongement, est proportionnelle à la contrainte, ou à l'effort exercé, et le matériau (l'éprouvette) est parfaitement élastique (se comporte comme un ressort parfait).



4. Grandeurs fondamentales définies par l'essai de traction.



5. Courbe type de traction (matériau ductile).

6. Courbes de traction de quelques matériaux et modèles de comportement.

Module d'élasticité longitudinale E (N/mm^2) : il caractérise la pente de la droite de proportionnalité précédente et l'élasticité du matériau testé. Plus E est grand, plus le matériau est rigide et inversement.

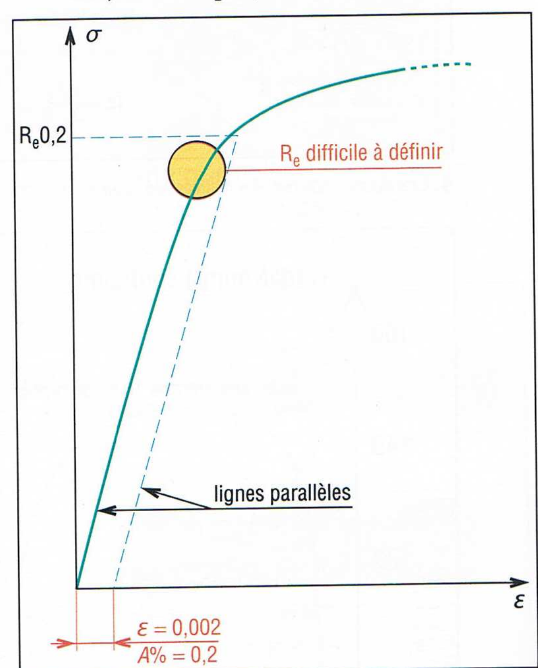
Exemples : $E_{aciers} = 200\,000$ N/mm^2, $E_{élastomères} \approx 1$ N/mm^2.

Loi de Hooke ($\sigma = E\varepsilon$) : cette loi, ou équation de la droite OA, traduit la proportionnalité précédente (σ en N/mm^2, E en N/mm^2 et ε sans unité). Elle est à la résistance des matériaux ce qu'est la loi d'Ohm à l'électricité.

Limite élastique R_e (N/mm^2) : elle marque la fin du domaine élastique (« point A »). Pour les valeurs supérieures le matériau ne se déforme plus élastiquement mais plastiquement (l'éprouvette ne retrouve plus ses dimensions initiales après déchargement, il subsiste un allongement permanent).

2. Limite conventionnelle d'élasticité $R_{e\,0,2}$ ou $R_{p\,0,2}$ (N/mm2)

Variante de la précédente (R_e), elle tient compte des imprécisions de la mesure, c'est-à-dire des imperfections de la droite OA et des appareils de mesure. Pour la mesure de R_e on tolère une légère déformation permanente de 0,2 % ($A\% = 0,2$).



7. Définition de $R_{e\,0,2}$.

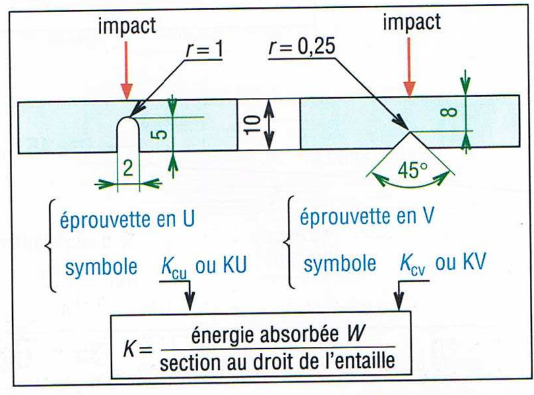
3. Phénomène d'écrouissage

Surtout employé en compression, il permet d'augmenter la limite élastique R_e sans modifier la résistance à la rupture R_r.

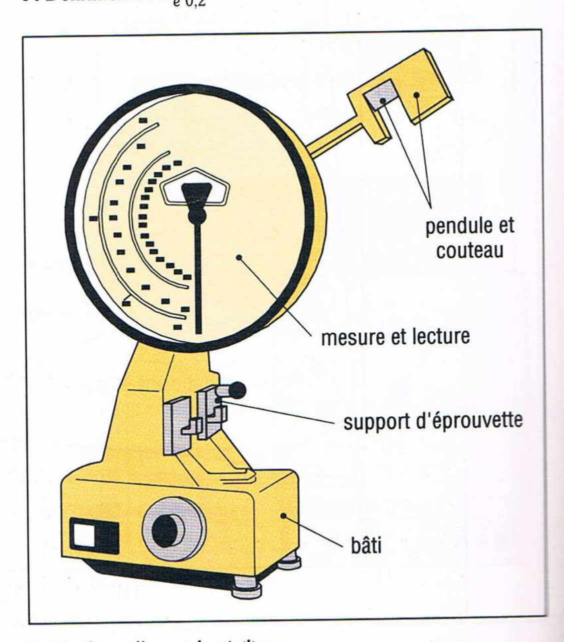
Dans un premier temps le matériau est déformé plastiquement (avant point de striction C : chemin OAB). Au relâchement le déchargement se fait suivant la droite BO', parallèle à OA **(voir fig. 5)**.

À la remise en charge la nouvelle courbe caractéristique du matériau est devenu $O'BC$ avec $R_{e\,b}$ comme nouvelle limite élastique.

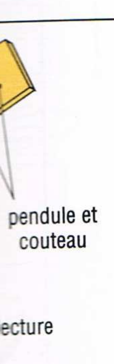
III - Essai de résilience NF EN 10045-1

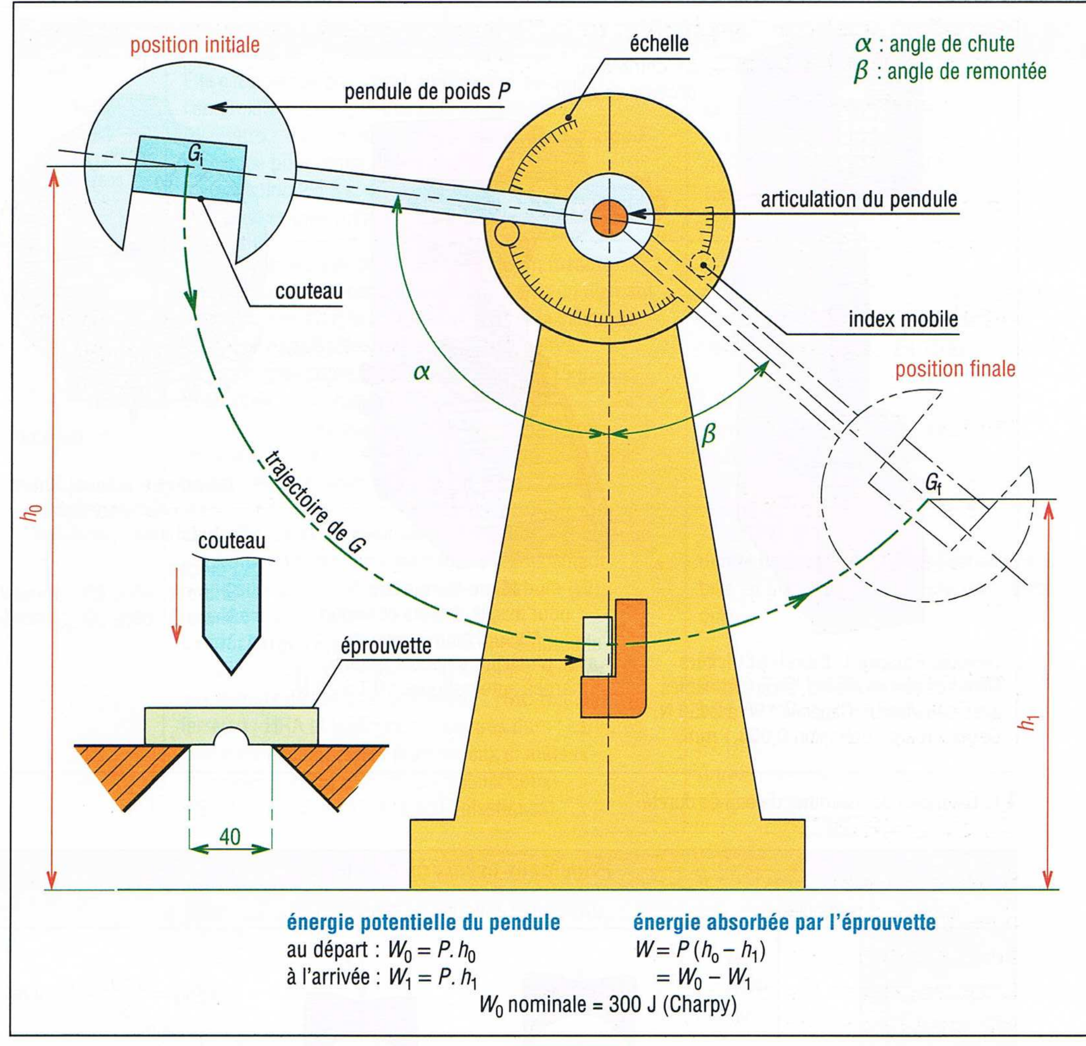


8. Essai Charpy : forme des éprouvettes (55 × 10 × 10).



9. Machine d'essai de résilience.





10. Principe d'essai de résilience. Vitesse d'impact : $V = \sqrt{2\,gL(1-\cos\alpha)}$

La résilience, de symbole général K, caractérise la capacité d'un matériau à absorber les chocs sans se rompre ; ce risque est amplifié aux basses températures.

Elle est mesurée sur des machines du type Charpy (éprouvette sur deux appuis) ou Izod (éprouvette encastrée). Une jauge peut être collée sur le couteau (courbes : force-déplacement).

L'essai, qui est un essai comparatif entre matériaux, mesure l'énergie qu'il faut fournir à un pendule pesant pour briser une éprouvette entaillée du matériau à tester.

L'énergie absorbée par l'éprouvette (W) est égale à la différence des énergies potentielles du pendule entre le départ ($W_0 = P.\,h_0$) et l'arrivée ($W_1 = P.\,h_1$) :

$W = P.\,h_0 - P.\,h_1 = P\,(h_0 - h_1)$

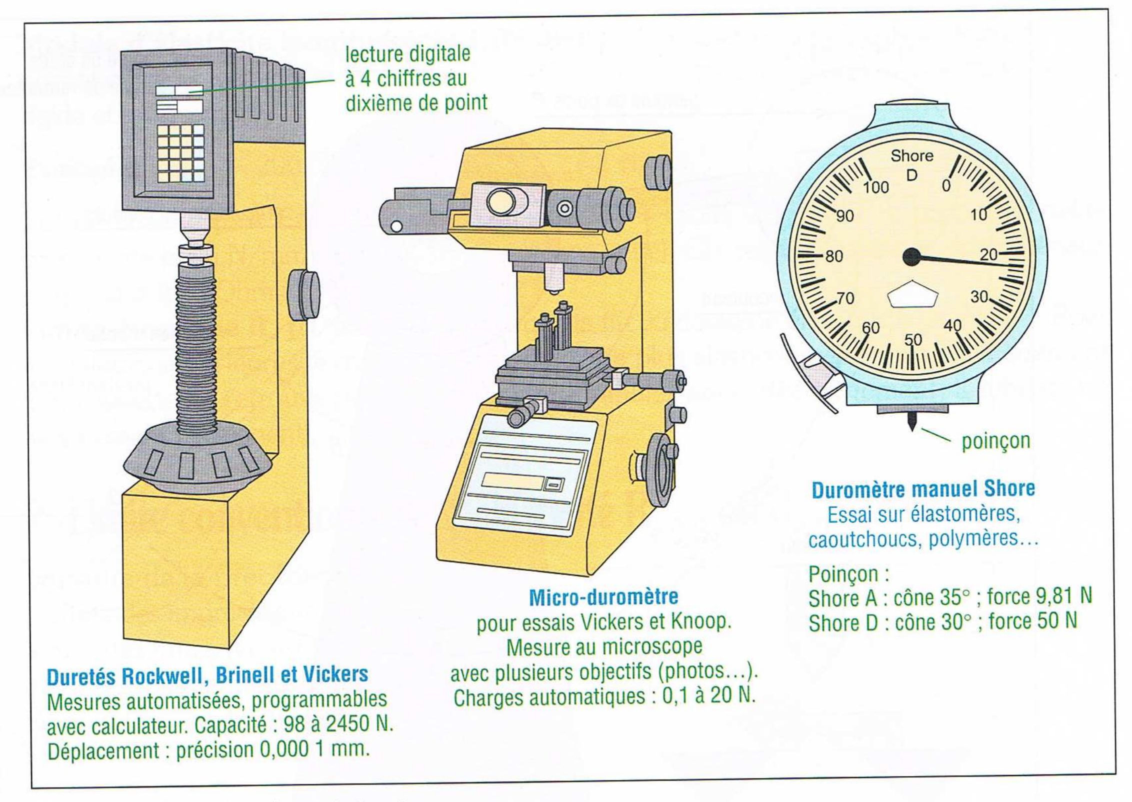
La résilience est égale au rapport de W sur l'aire de la section au droit de l'entaille **(fig. 8)**.

Exemple : KV = 121 (pour énergie nominale 300 J ; entaille V ; énergie absorbée 121 J).

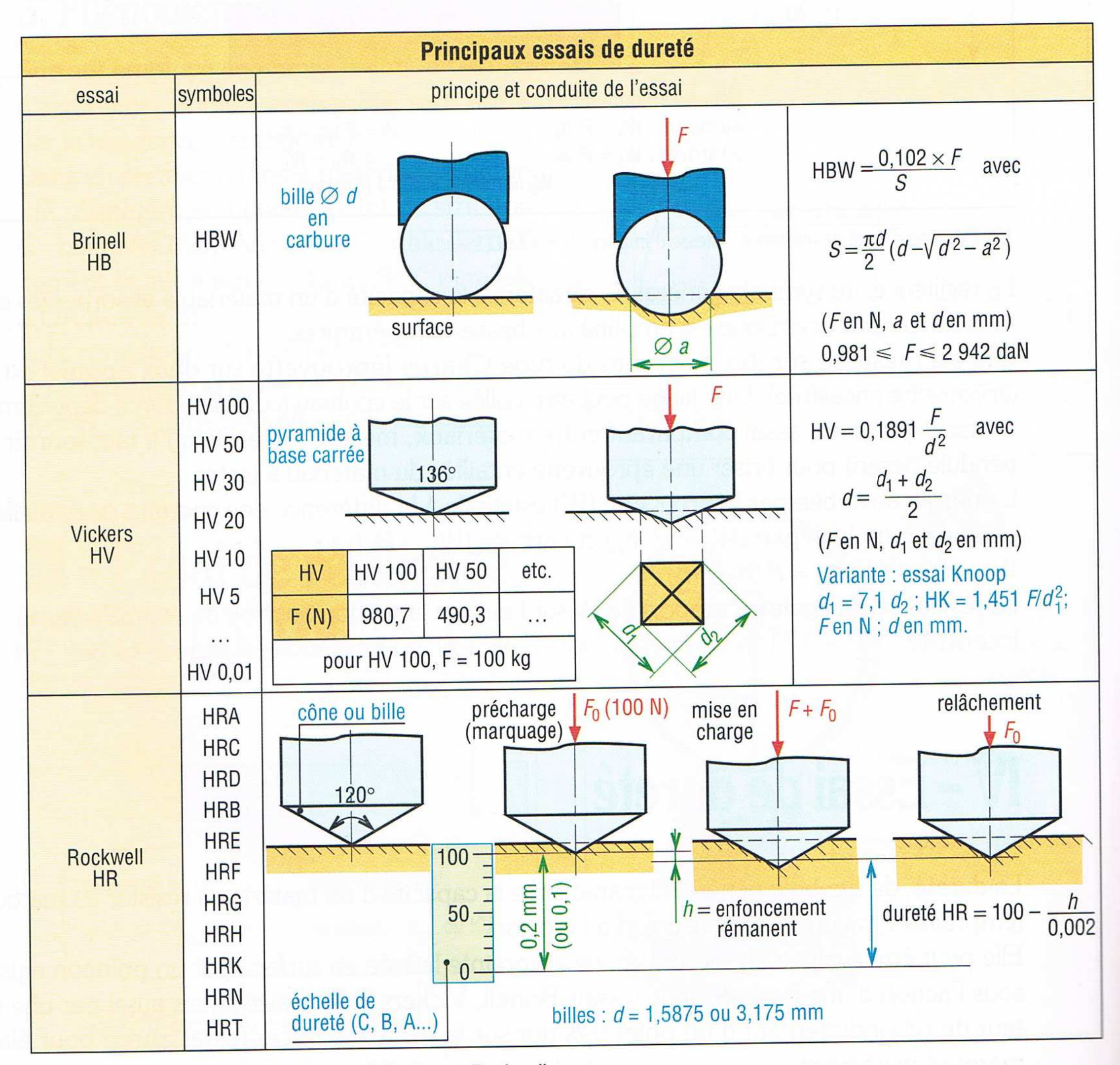
IV - Essai de dureté

La dureté, de symbole général H, caractérise la capacité d'un matériau à résister au marquage (empreintes, rayures…), à l'usure et à l'érosion.

Elle peut être évaluée en mesurant une empreinte laissée en surface par un poinçon agissant sous l'action d'une force connue (essais Brinell, Vickers et Rockwell) mais aussi par une hauteur de rebondissement d'un objet très dur sur la surface à tester (essai Shore pour élastomères et plastiques).



11. Exemples de machines d'essai de dureté.



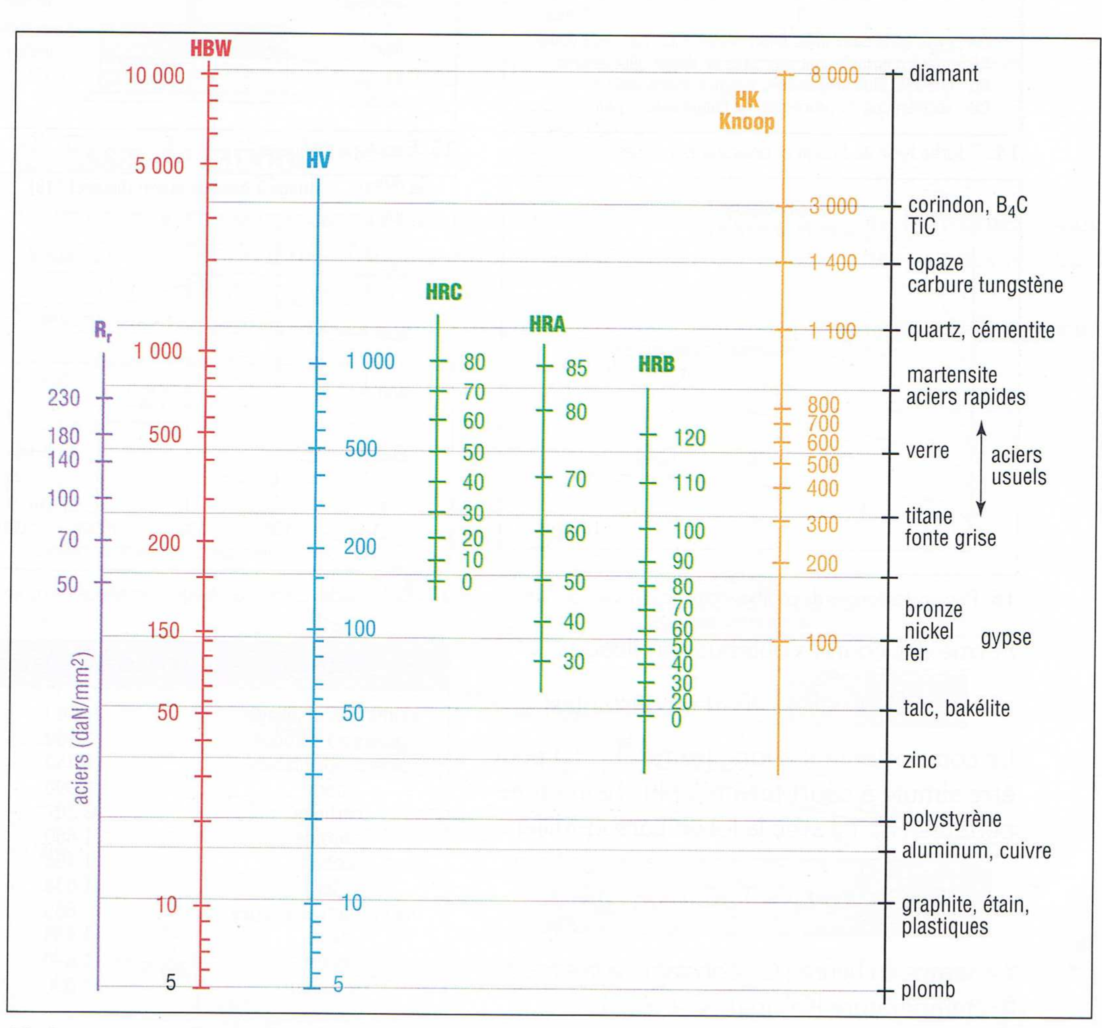
Principaux essais de dureté

essai	symboles	principe et conduite de l'essai	
Brinell HB	HBW	bille ∅ d en carbure ; surface ; F ; ∅ a	$HBW = \frac{0{,}102 \times F}{S}$ avec $S = \frac{\pi d}{2}(d - \sqrt{d^2 - a^2})$ (F en N, a et d en mm) $0{,}981 \leqslant F \leqslant 2\,942$ daN
Vickers HV	HV 100, HV 50, HV 30, HV 20, HV 10, HV 5, …, HV 0,01	pyramide à base carrée ; 136° ; F ; d_1 ; d_2	$HV = 0{,}1891 \frac{F}{d^2}$ avec $d = \frac{d_1 + d_2}{2}$ (F en N, d_1 et d_2 en mm) Variante : essai Knoop $d_1 = 7{,}1\ d_2$; $HK = 1{,}451\ F/d_1^2$; F en N ; d en mm.
Rockwell HR	HRA, HRC, HRD, HRB, HRE, HRF, HRG, HRH, HRK, HRN, HRT	cône ou bille ; 120° ; précharge (marquage) F_0 (100 N) ; mise en charge $F + F_0$; relâchement F_0 ; échelle de dureté (C, B, A...) 100 – 50 – 0 ; 0,2 mm (ou 0,1) ; h = enfoncement rémanent ; billes : d = 1,5875 ou 3,175 mm	dureté $HR = 100 - \frac{h}{0{,}002}$

HV	HV 100	HV 50	etc.
F (N)	980,7	490,3	…
pour HV 100, F = 100 kg			

12. Principes des essais de dureté Brinell, Vickers et Rockwell.

Duretés	Principe d'obtention	Désignation (exemple)
Brinell HBW NF EN ISO 6506	Elle est obtenue par calcul. Après essai on mesure l'empreinte laissée par une bille en carbure (diamètre : 1-2,5-5-10 mm) et la valeur de la charge *F* appliquée pour obtenir cette empreinte. Temps d'application 2 à 8 s, temps de maintien usuel 10 à 15 s. **Utilisation :** tous métaux.	600 HBW 1/30/20 : dureté mesurée de 600 HBW ; avec une bille de 1 mm ; charge *F* de 30 kg (294,2 N) ; maintien 20 s (temps omis si 10 s < *t* < 15 s).
Vickers HV NF EN ISO 6507	Elle est obtenue par calcul après essai. On mesure l'empreinte laissée par une pyramide droite en diamant à base carrée d'angle au sommet 136° et la valeur de la charge *F* appliquée pour obtenir l'empreinte. Temps d'application 2 à 8 s, maintien 10 à 15 s. **Utilisation :** tous métaux. Variante : essai Knoop, symbole HK, microduretés, empreinte en forme de losange, matériaux durs pour petites pièces et fines sections. NF EN ISO 4545.	640 HV 30/20 : dureté mesurée de 640 HV ; sous charge *F* de 30 kg (249,2 N) ; maintien de 20 s (temps omis si 10 s < *t* < 15 s). 640 HK 0,1/20 : dureté Knoop de 640 HK ; charge *F* de 0,1 kg ; maintien de 20 s.
Rockwell HR NF EN ISO 6508	La dureté, contrairement aux précédentes, est obtenue par lecture directe d'une longueur d'enfoncement d'un pénétrateur : billes acier (S) ou carbure (W), ou cône diamant (échelles A-C-D-N). **La précharge (F_0)** permet de faire une empreinte initiale et par là d'élimiter les incertitudes propres aux défauts de surface. **Utilisation :** HRC (métaux ferreux) ; HRA et HRD (matériaux très durs : carbures, aciers trempés...) ; HRB (non ferreux et métaux en feuilles) ; HRE, HRF, HRG (métaux doux) ; HR15N-30N-45N-15T-30T-45T (plastiques).	70 HR30T W : dureté mesurée de 70 dans l'échelle HR30T ; bille en métal dur W (S = acier, W = métal dur). 60 HRBS : dureté mesurée de 60 dans l'échelle HRB ; bille en acier S. 62 HRC : dureté mesurée de 62 dans l'échelle HRC ; cône diamant.



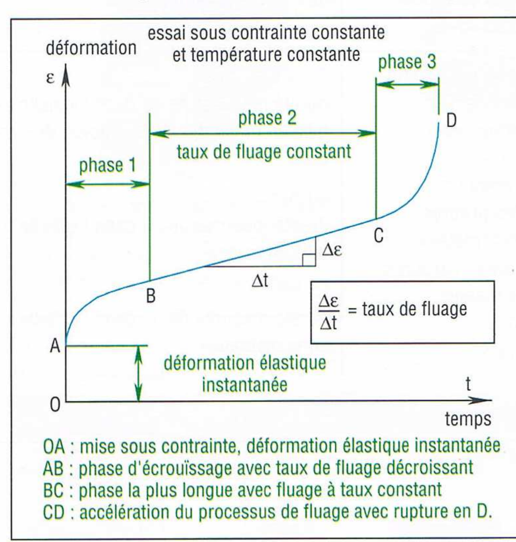
13. Comparaisons indicatives des échelles de dureté usuelles (voir NF EN ISO 18265).

V - Essai de fluage

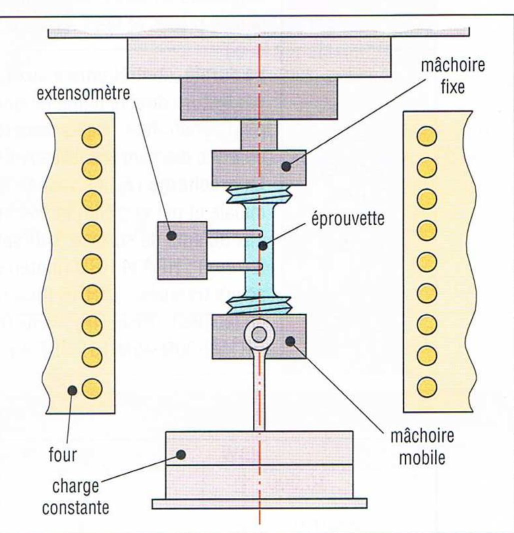
La déformation continue des objets, avec le temps, sous l'action d'efforts appliqués constants est appelée fluage. Le phénomène de fluage est observé dans les systèmes travaillant pendant de longues durées (10, 20 ans…) ou dans des machines travaillant sous températures élevées (chaudières, turbines, moteurs d'avion…).

L'essai de fluage est un essai de traction, à chaud ou non, de longue durée. La rupture se produit sous des contraintes constantes bien inférieures aux limites usuelles du matériau.

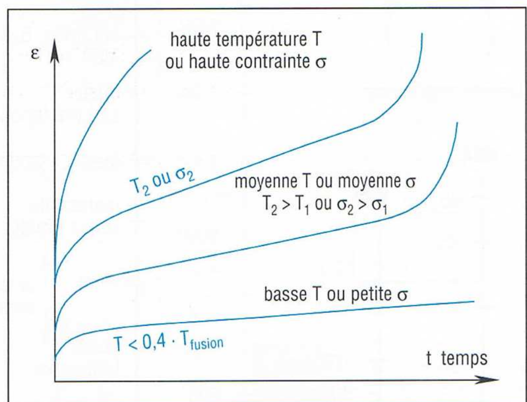
Certains matériaux (matières plastiques…) présentent du fluage à température ambiante. Pour les métaux le fluage est surtout sensible à des températures comprises entre 35 et 70 % de leur température de fusion. Le fluage a plus d'effet sur les céramiques que sur les métaux.

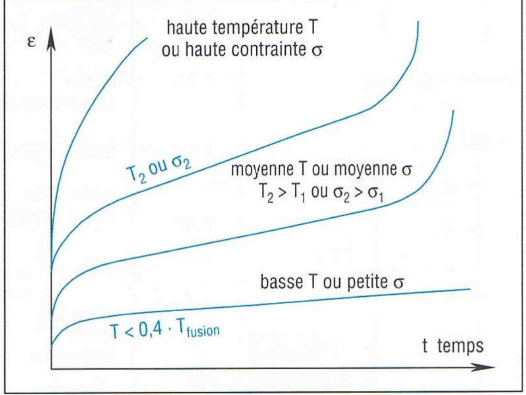


14. Courbe type de fluage et principales phases.

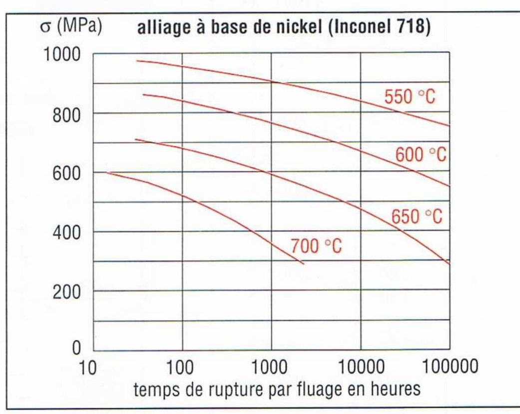


15. Essai type de fluage.





16. Principales formes de courbes obtenues en essai de fluage.



17. Courbes de rupture par fluage d'un alliage de nickel.

Forme des courbes obtenues en fluage :

$$\varepsilon = B \cdot t \cdot \sigma^n$$ (B et n constantes)

Le comportement à long terme (T_1, t_1) peut être simulé à court terme à plus haute température (T_2, t_2) avec la loi de Larson-Miller :

$$T_1 (C + \log t_1) = T_2 (C + \log t_2) = \dots$$

t = temps en heure ; C : constante égale à 20 ;
T : température Kelvin (t °C + 273)

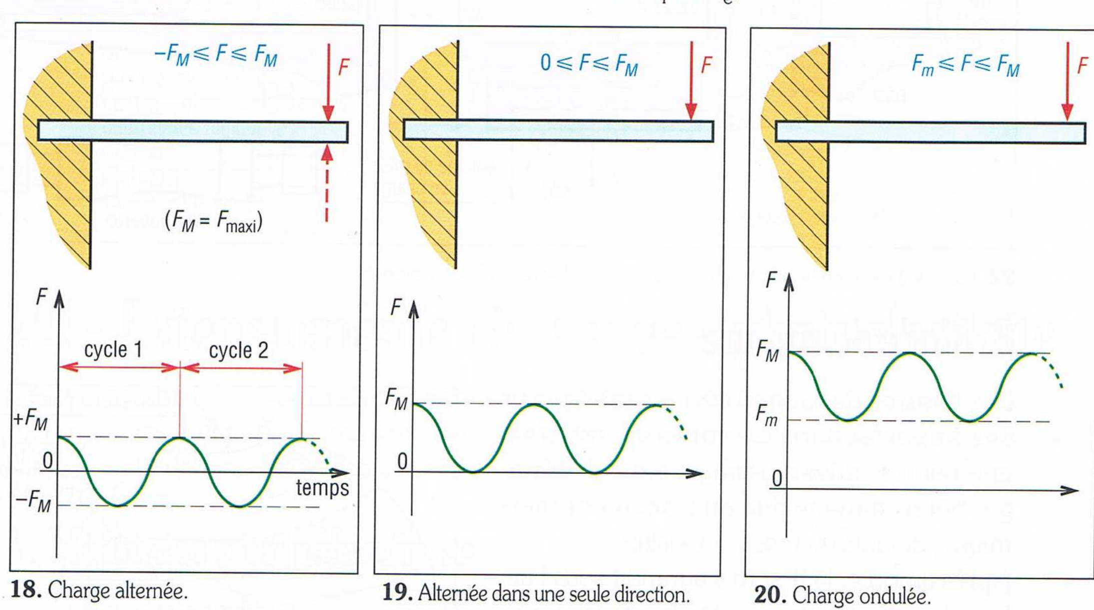
Matériau	Température de fusion °C
aluminium et alliages	660
aciers au carbone	1 400
aciers inoxydables	1 450
bore	2 300
carbone	3 367
chrome	1 650
cobalt	1 495
fer	1 538
magnésium et alliages	650
nickel	1 455
titane	1 670
vanadium	1 890

Exemple : 10 000 heures (420 jours) à 550 °C équivaut à 12 heures à 664 °C.

VI – Essai de fatigue ou d'endurance

1. Phénomène de fatigue

Il est de première importance sur les structures d'avions et dans de nombreux autres domaines (roulements, engrenages, arbres de transmission…). Une roue de voiture mal équilibrée est un exemple de système soumis à un phénomène de fatigue ; un effet de résonance peut l'amplifier. La rupture peut se produire, après un certain nombre de cycles ou allers et retours, sous des efforts bien inférieurs aux limites usuelles du matériau (R_r et R_e).



18. Charge alternée.

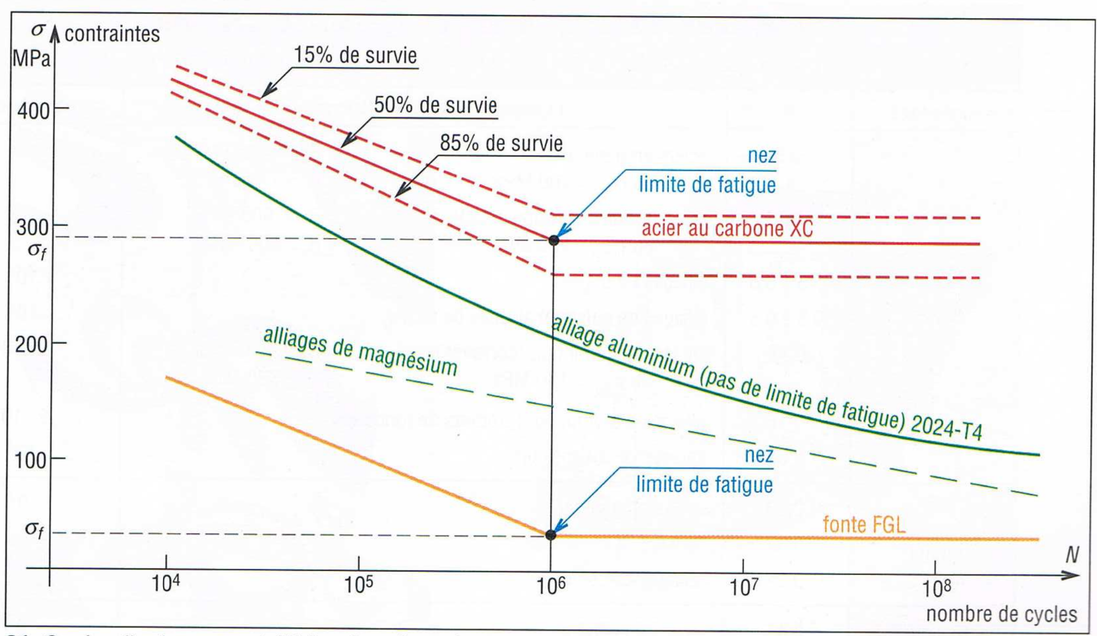
19. Alternée dans une seule direction.

20. Charge ondulée.

2. Essai de fatigue

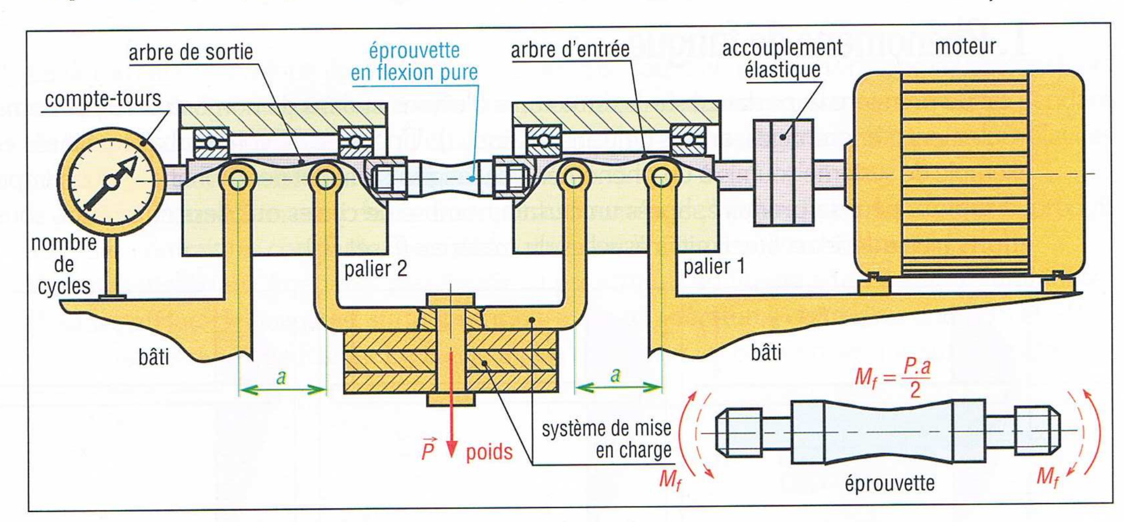
C'est un essai statistique dans la mesure où des éprouvettes identiques, sous les mêmes conditions d'essai, donnent des résultats différents. Il y a une répartition statistique des résultats autour d'une valeur moyenne ou médiane.

Cette valeur moyenne, une fois déterminée, est choisie comme représentative de la capacité du matériau (analogie avec la durée de vie des roulements).



21. Courbes d'endurance ou de Wolher. Les alliages ferreux et ceux au titane ont tous un nez de fatigue.

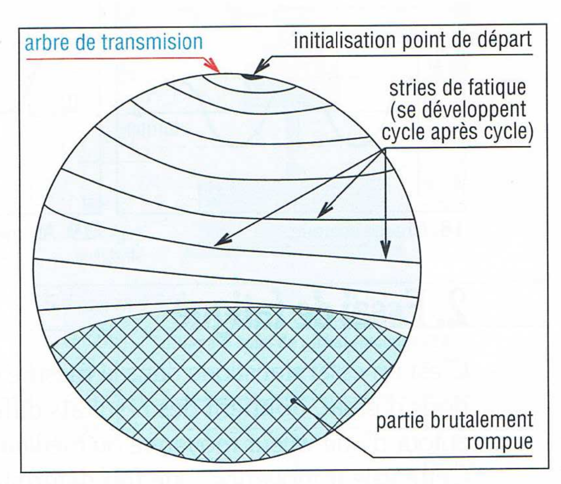
Il y a trois types d'essais de fatigue : traction compression, torsion alternée et flexion alternée « le plus classique », l'éprouvette est soumise à un couple de flexion pure alternée M_f.



22. Essai de fatigue en flexion rotative (machine de Moore) ou flexion alternée.

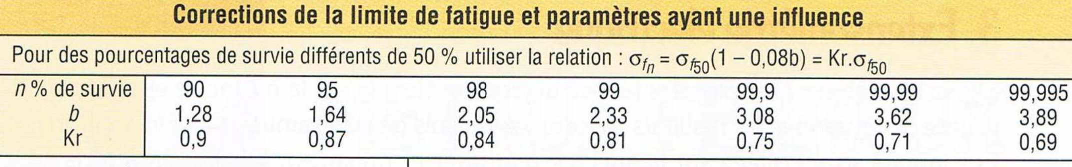
3. Mode de rupture

Les fissures de fatigue démarrent à partir des imperfections en surface : rayures, empreintes, stries d'usinage, arête de filetage, hétérogénéité due au traitement thermique, défauts du réseau cristallin…
Après amorce, la fissure s'agrandit sous l'action des efforts alternés qui écartent et rapprochent continuellement les parties fissurées ; il y a un phénomène de concentration de contraintes en ces points.
La rupture définitive se produit brutalement lorsque les dimensions de la partie non encore fissurée ne sont plus suffisantes pour supporter les charges exercées.



23. Cassure typique de fatigue.

Valeurs indicatives de σ_{f50} (limite de fatigue pour 50 % de survie) $\sigma_{f50} = k.R_r$ (avec R_r : résistance à la rupture par traction du matériau)				
sollicitations	K	matériaux (1 MPa = 1 N/mm^2)		nombre de cycles
flexion	0,5	aciers en général ou σ_{f50} = 700 MPa	si $R_r \leqslant$ 1 400 MPa si $R_r >$ 1 400 MPa	10^6
	0,4	aciers moulés et fontes moulées ou σ_{f50} = 280 MPa	si $R_r \leqslant$ 600 MPa si $R_r >$ 600 MPa	10^6
	0,45 à 0,65	alliages de titane		10^6
	0,3 à 0,5	alliages de cuivre et alliages de nickel		10^8
	0,45	alliages d'aluminium (corroyés) ou σ_{f50} = 130 MPa	si $R_r \leqslant$ 330 MPa si $R_r >$ 330 MPa	$5 . 10^8$
	0,16	alliages d'aluminium (produits de fonderie)		$5 . 10^8$
	0,35	alliages de magnésium		10^8
torsion	0,29	aciers en général		10^7
	0,32	fontes FGL		10^7
	0,22	alliages de cuivre		10^7
traction alternée	0,43	aciers en général		10^7



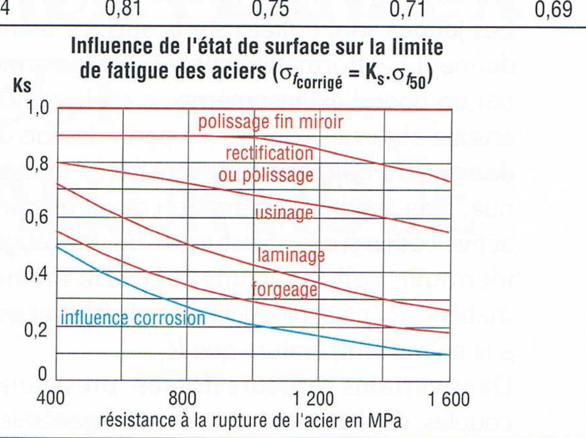
Corrections de la limite de fatigue et paramètres ayant une influence							
Pour des pourcentages de survie différents de 50 % utiliser la relation : $\sigma_{f_n} = \sigma_{f50}(1 - 0{,}08b) = Kr.\sigma_{f50}$							
n % de survie	90	95	98	99	99,9	99,99	99,995
b	1,28	1,64	2,05	2,33	3,08	3,62	3,89
Kr	0,9	0,87	0,84	0,81	0,75	0,71	0,69

Paramètres diminuant la limite de fatigue $\sigma_{f50-corrigé} = k_C.\sigma_{f50}$

(multiplie par un facteur k_C inférieur à 1) :

- composition du matériau
- états de surface des pièces
- traitements thermiques
- température d'utilisation
- taille et direction des grains
- procédé de soudage
- concentration de contraintes
- contraintes résiduelles
- fretting
- corrosion
- vitesse en fonctionnement

Influence de l'état de surface sur la limite de fatigue des aciers ($\sigma_{fcorrigé} = K_s.\sigma_{f50}$)



VII - Extensiométrie électrique - photoélasticité

Ces deux techniques classiques permettent l'étude expérimentale des contraintes et des déformations. Elles sont particulièrement intéressantes lorsque les formes des objets sont compliquées et que les charges sont difficiles à évaluer autrement (calculs…).

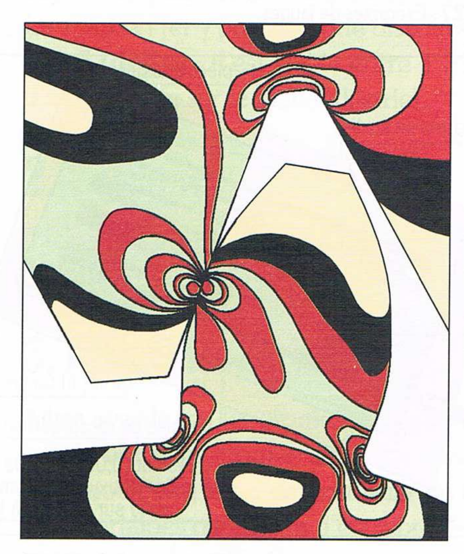
1. Méthodes photoélastiques

Ces méthodes expérimentales permettent de repérer, visualiser et étudier les zones les plus chargées des objets sous contraintes comme, par exemple, les directions principales des déformations. Les résultats sont particulièrement intéressants près des formes amenant des concentrations de contraintes (trous, encoches, épaulements…).

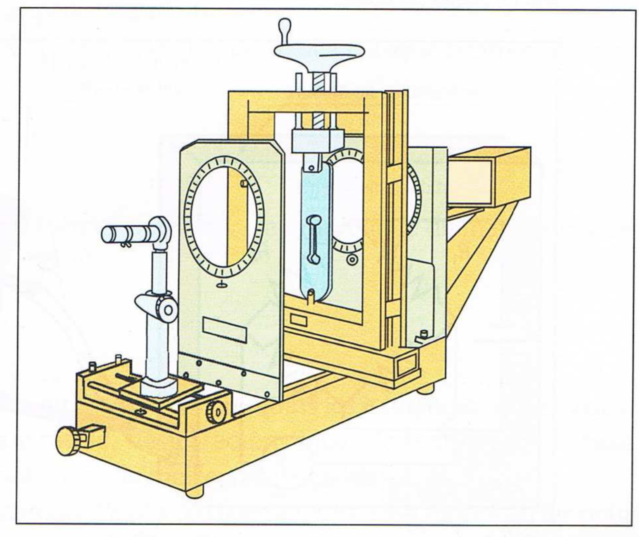
Une matière plastique transparente est utilisée pour modéliser l'objet réel. Un système optique spécial (polariscope), permet d'observer des motifs colorés, interpréter et visualiser les zones contraintes. Il est ainsi possible, par dessins et essais successifs, d'améliorer la définition des objets.

Les pièces soumises à des vibrations ou des charges dynamiques peuvent être étudiées avec un système stroboscopique.

L'étude dans les trois dimensions est envisageable par tranches découpées dans des modèles 3D « figés ».



24. Motif obtenu par photoélasticité



25. Exemple de polariscope par transmission.

3. Extensométrie électrique

Elle est basée sur l'emploi des jauges de contraintes. C'est la méthode expérimentale la plus usuelle pour vérifier les résultats théoriques (calculs de contraintes, de déformations…).

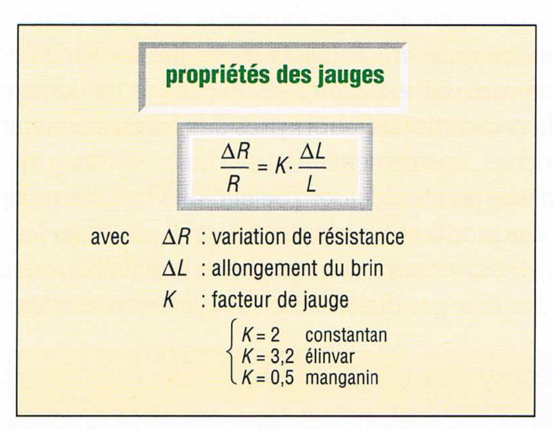
Les jauges sont collées sur la surface à étudier et mesurent les déformations en un point donné. La déformation subie est transformée en variation de résistance électrique mesurée par un pont d'extensométrie : c'est le principe du pont de Wheatstone. Les contraintes sont ensuite obtenues par calcul à partir des lois de la résistance des matériaux ou élasticité.

Jauges de contraintes : sous l'effet d'un allongement la section du brin (fil) de la jauge diminue, il en résulte une variation de la résistance électrique du fil. En mesure, R_1 est une jauge active collée sur la structure et R_2 une jauge identique collée sur une pièce de même matière. R_2 ne subit aucune contrainte et est à la même température que R_1.

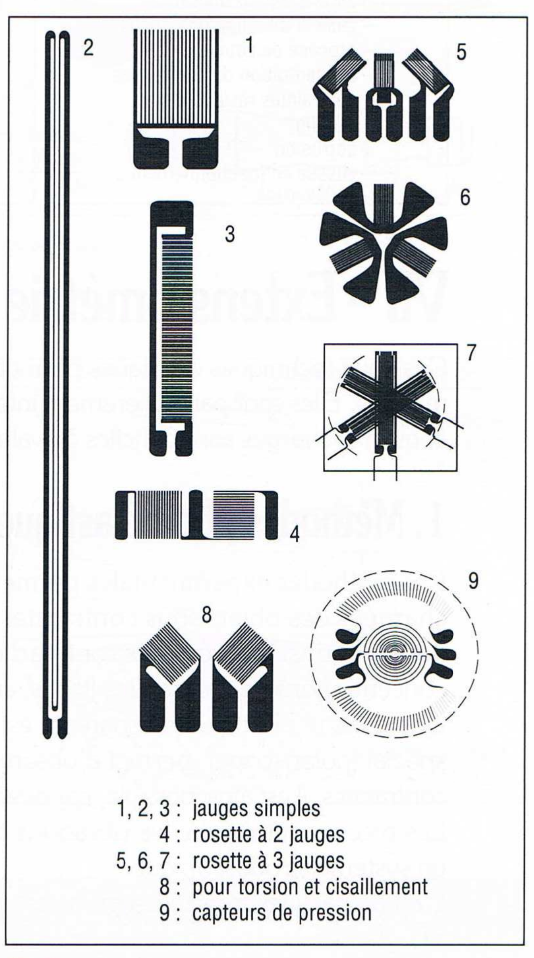
Dans certains capteurs (forces, pressions, couples, déplacements…) on utilise généralement quatre jauges judicieusement disposées.

Une jauge peut servir très longtemps, cependant il n'est pas possible de la décoller sans la détruire.

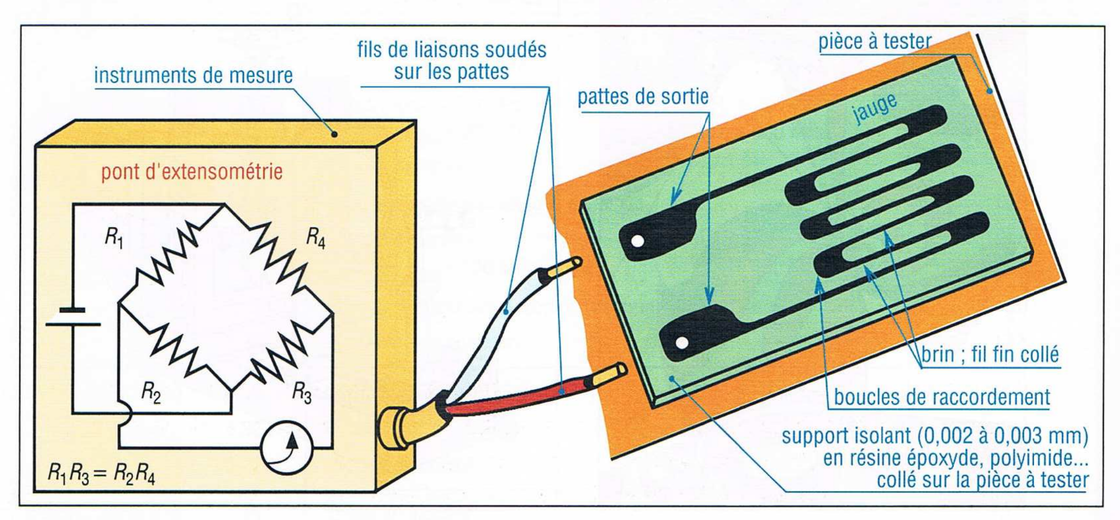
Elles sont souvent fabriquées de la même manière que les circuits imprimés et sont disponibles dans plusieurs formes et dans de nombreuses dimensions (0,1 mm à 10 cm et plus).



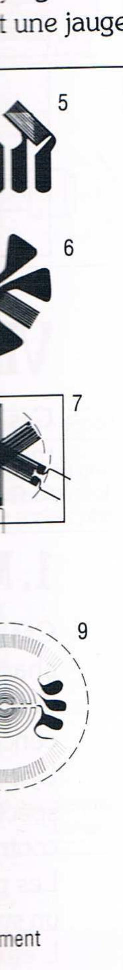
26. Propriétés des jauges.



27. Exemples de jauges.



28. Principes d'utilisation des jauges.







MÉTAUX FERREUX ASPECT MÉTALLURGIQUE

OBJECTIFS

- Indiquer les propriétés générales de l'alliage fer-carbone.
- Décrire le diagramme fer-carbone et les traitements thermiques dans la masse (trempe, revenu, recuit).
- Préciser l'influence des éléments d'addition.

Les aciers et les fontes sont les alliages du fer et du carbone avec éventuellement des éléments d'addition (aciers alliés). Ils sont peu coûteux (le fer, métal de base le moins cher, existe en grande quantité sur la planète) et sont facilement recyclable.

I – Alliage fer-carbone

1. Fer

Le fer perd ses propriétés magnétiques au dessus de 768 °C, point de Curie, et existe sous plusieurs formes en fonction de la température (densité 7,88) :

Fer α (alpha) : il existe jusqu'à 912 °C. De structure cristalline à maille cubique centrée, il ne dissout pratiquement pas le carbone (0,022 % C à 727 °C, 0,008 % C à température ambiante). La solution fer α plus carbone dissous s'appelle la ferrite.

Fer γ (gamma) : il est stable entre 912 °C et 1 394 °C ; de maille cubique à faces centrées, il peut absorber, ou « dissoudre », beaucoup plus d'atomes de carbone que le fer α car les interstices sont plus nombreux entre les atomes. La proportion maximale est de 2,11 % à 1 148 °C. La solution fer γ plus carbone dissout s'appelle l'austénite.

Fer δ (delta) : il est stable entre 1 394 °C et 1 538 °C ; de maille cubique centrée, il a peu d'importance sur le plan industriel.

2. Carbone

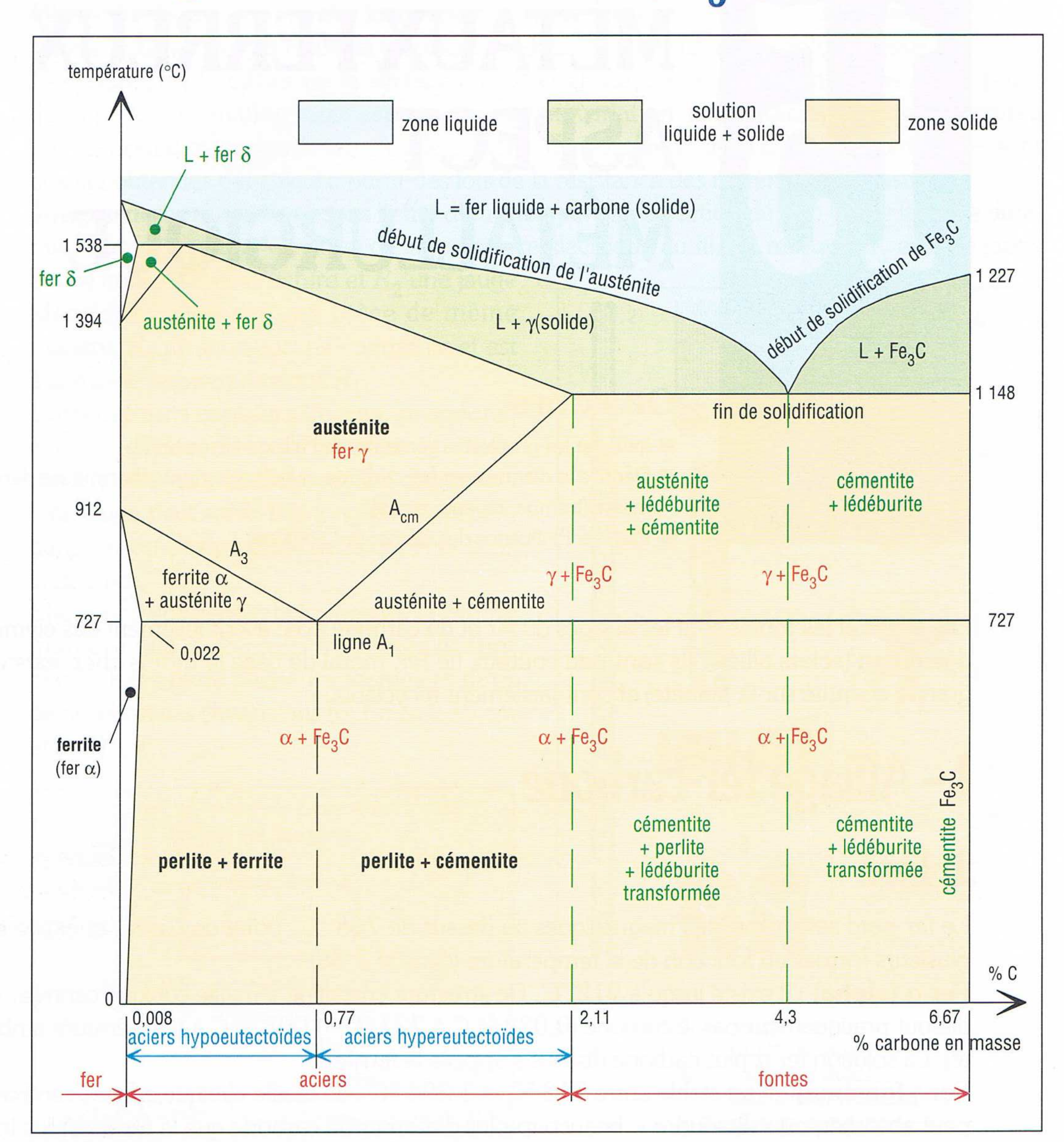
Il fond à 3 500 °C et cristallise sous trois formes possibles : le graphite, le diamant et le noir de fumée.

3. Alliage fer-carbone

Alliés avec le fer, les atomes de carbone remplissent plus ou moins les interstices, ou les vides, laissés entre les atomes de fer de chaque maille. Les caractéristiques de la structure de base sont modifiées, le fer devient acier ou fonte avec de meilleures propriétés.

Sous certaines conditions d'équilibre, le carbone peut s'amalgamer, sans dissolution, au fer pour former du carbure Fe_3C ou cémentite qui contient 6,67 % C, pourcentage maximal d'absorption.

II - Diagramme fer-cémentite (Fe_3C)



1. Diagramme fer-carbone (Fe-Fe_3C ou fer-cémentite).

Ce diagramme est très utile pour comprendre les aciers, les fontes et les traitements thermiques.

Il est limité à droite par la cémentite (6,67 % C, matériau fragile, cassant, très dur) et fait apparaître les deux grandes familles de métaux ferreux : les aciers (entre 0,008 et 2,1 % C) et les fontes (de 2,1 % à 6,67 % C).

Ligne A_1 (727 °C) : elle marque la fin de la transformation de la perlite, mixture de fer contenant 0,77 % C, en austénite ; au-dessus de 727 °C la perlite n'existe plus.

Ligne A_3 : elle précise la fin de la transformation de la ferrite en austénite ; la ferrite n'existe plus au dessus de cette ligne.

Ligne A_{cm} : elle indique la fin de la dissolution, après dissociation, de la cémentite dans l'austénite lorsque celle-ci existe.

Symboles *A*, *r*, et *c* : ils sont normalisés, aux normes internationales. Le symbole *A* est utilisé pour arrêt, *r* pour refroidissement et *c* pour chauffage.

Exemples : Ar_1 signifie passage de la ligne A_1 lors d'un refroidissement ; Ac_3 passage de A_3 lors d'un chauffage ; A_{ccm} passage de A_{cm} lors d'un chauffage...

III - Aciers au carbone

Lorsque les refroidissements sont suffisamment lents, l'austénite se transforme d'abord en ferrite qui, compte tenu des interstices plus petits de sa maille, ne peut pas absorber tous les atomes de carbone libérés. En conséquence, au fur et à mesure que la température diminue, une partie du carbone libéré se combine avec les atomes de fer pour produire de la cémentite. Cette cémentite s'agglomère avec la ferrite précédente pour donner la perlite. En fin de refroidissement on peut obtenir trois cas d'aciers.

1. Acier eutectoïde (0,77 % C)

Toute l'austénite initiale est précipitée en perlite : un seul constituant de base contenant 0,77 % C.

2. Aciers hypoeutectoïdes (0,008 à 0,77 % C)

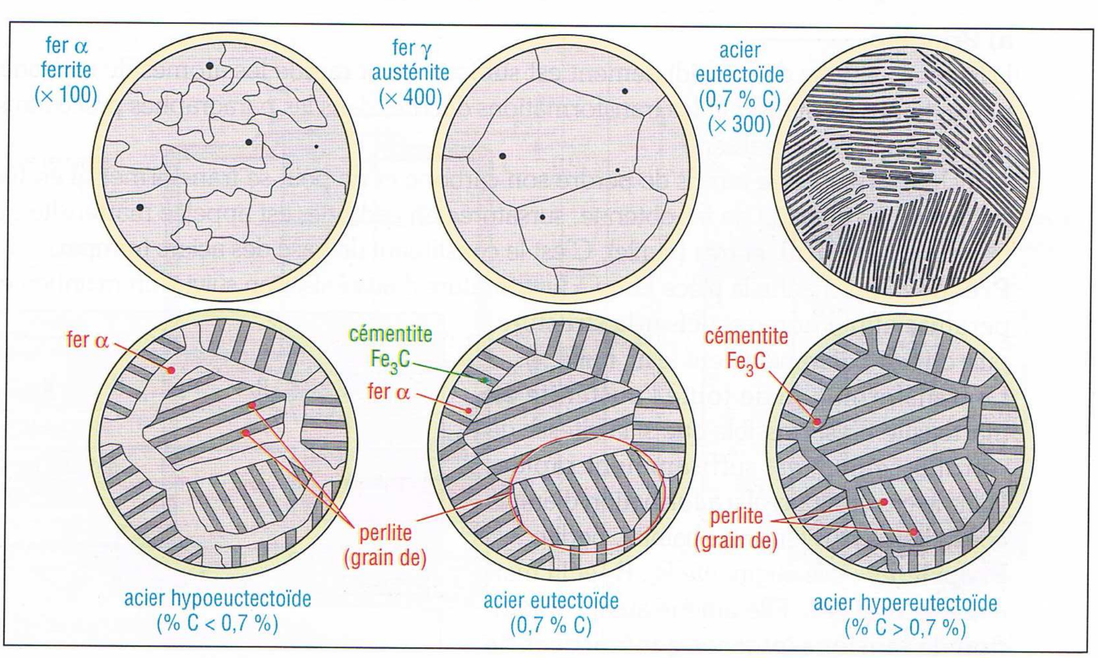
Ce sont les plus utilisés industriellement ; ils ont deux constituants de base, la perlite et la ferrite. Au refroidissement l'austénite se transforme d'abord en perlite, mais comme il n'y a pas assez d'atomes de carbone pour n'obtenir que de la perlite, il reste toujours une certaine quantité de ferrite dont la proportion est fonction du pourcentage de carbone initial.

Exemples : un acier à 0,4 % C contient 45 % de perlite et 55 % de ferrite ; un acier à 0,6 % C contient 79 % de perlite et 21 % de ferrite…

3. Aciers hypereutectoïdes (entre 0,77 et 2,11 % C)

Ils ont deux constituants de base, la perlite et la cémentite. Tout le carbone initial ne pouvant être dissous et consommé par la perlite, les atomes restants s'amalgament avec le fer pour former de la cémentite, dans des proportions qui sont fonction du pourcentage de carbone initial.

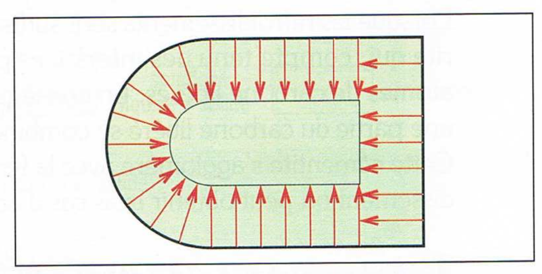
Exemples : un acier à 1,2 % C contient 6 % de cémentite et 94 % de perlite ; un acier à 1,4 % C contient 9,5 % de cémentite et 90,5 % de perlite…



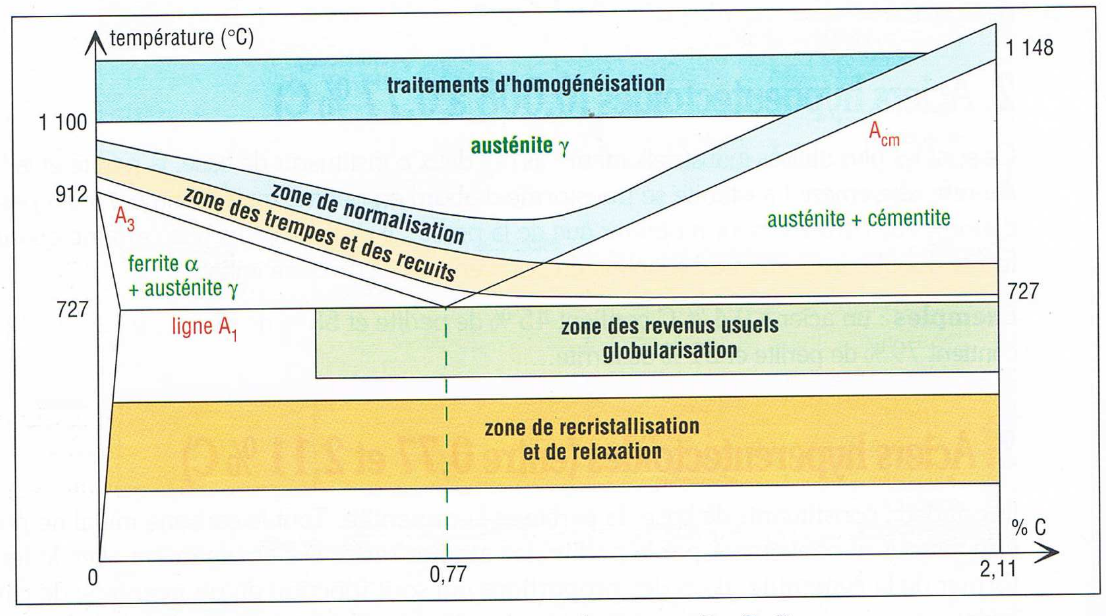
2. Microstructures des aciers en fonction du pourcentage de carbone (grossissement × 400).

IV - Traitements thermiques dans la masse

La structure et les propriétés mécaniques (R_r, R_e, H, *A*%, K) des aciers peuvent être modifiées par un chauffage suivi d'un refroidissement à durée contrôlée. Ce sont les traitements thermiques dans la masse : trempes, revenus et recuits.Les transformations sont effectuées près des lignes A_1, A_3 et A_{cm} du diagramme fer carbone.



3. Dans le cas des traitements thermiques dans la masse (trempe, revenu, recuit...), le traitement évolue de la surface jusqu'au cœur de la pièce.



4. Traitements thermiques des aciers et diagramme fer carbone ou fer cémentite ($Fe - Fe_3C$).

1. Trempe, ou durcissement par trempe

a) Principe

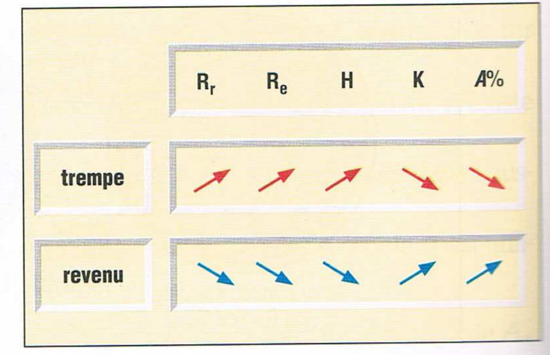
Lorsque la vitesse de refroidissement est suffisamment rapide les atomes de carbone n'ont plus le temps de diffuser et les transformations décrites dans les paragraphes précédents n'ont plus le temps de se réaliser.

L'austénite n'a plus le temps de perdre son carbone et ne peut se transformer ni en ferrite ni en perlite. La solution de fer obtenue, sursaturée en carbone, est appelée martensite ; elle est très dure, HB =750, et très fragile). C'est le constituant de base des aciers trempés.

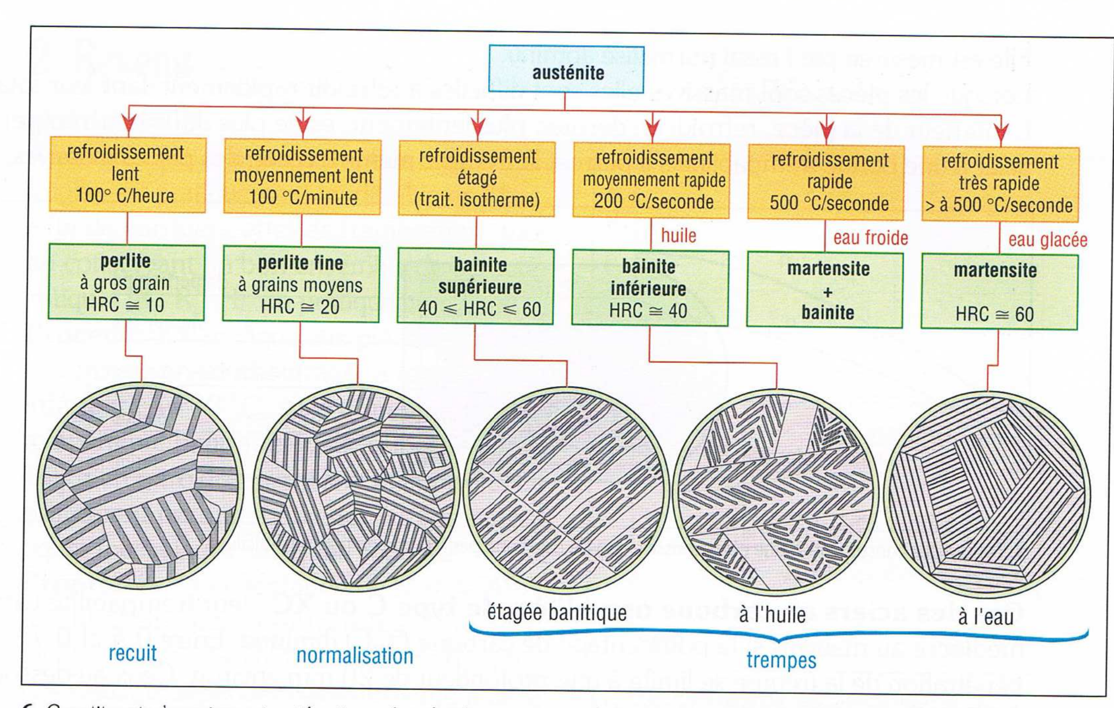
Procédé : on chauffe la pièce jusqu'à température d'austénisation suivi d'un maintien en température afin d'homogénéiser la structure, puis on refroidit rapidement (eau, huile...).

La transformation de toute l'austénite en martensite n'est possible que si la vitesse de refroidissement est suffisamment rapide. Dans le cas contraire il y a formation d'autres constituants plus tendres : bainite, perlite...

Propriétés : elle augmente R_r, R_e et H mais diminue K et *A*%. Elle amène aussi l'apparition de tensions internes génératrices de criques et de déformations.



5. Évolution des caractéristiques après trempe ou revenu.



6. Constituants des aciers suivant la vitesse de refroidissement : cas de l'acier eutectoïde à 0,77 % de carbone.

Hypertrempe : elle se produit chaque fois que la température de trempe est trop élevée. La conséquence est la persistance, après refroidissement, d'une grande quantité d'austénite résiduelle adoucissant l'acier.

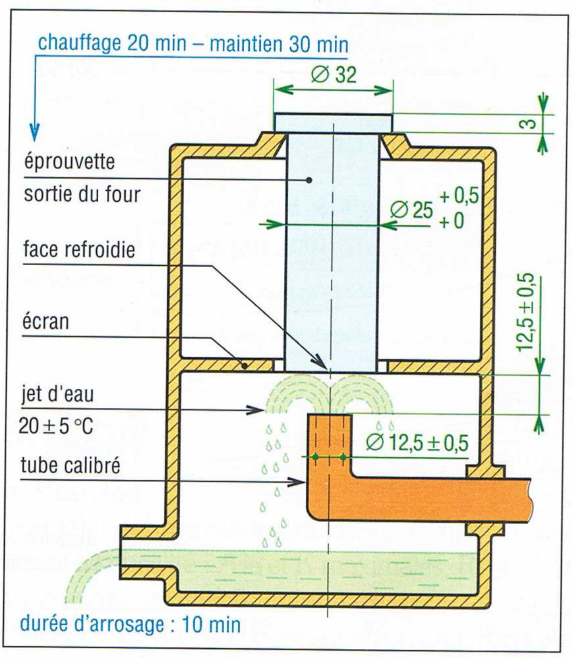
b) Trempes étagées

Si une trempe classique, refroidissement en une seule opération, est trop brutale (risques de déformations et de fissurations des pièces) on pratique une trempe étagée avec refroidissement en plusieurs étapes. Les trempes étagées martensitique et bainitique sont les plus utilisées.

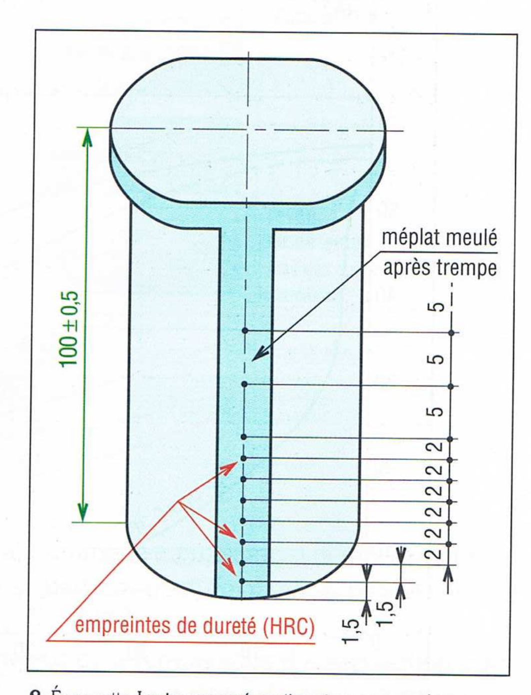
c) Recommandations pour la conception des pièces trempées

Éviter les arêtes vives, les brusques variations d'épaisseurs ou de sections (à l'origine de contraintes résiduelles, criques, fissures...). Ne pas perdre de vue que la transformation de l'austénite en martensite s'accompagne d'un accroissement de volume de 4 %.

d) Trempabilité

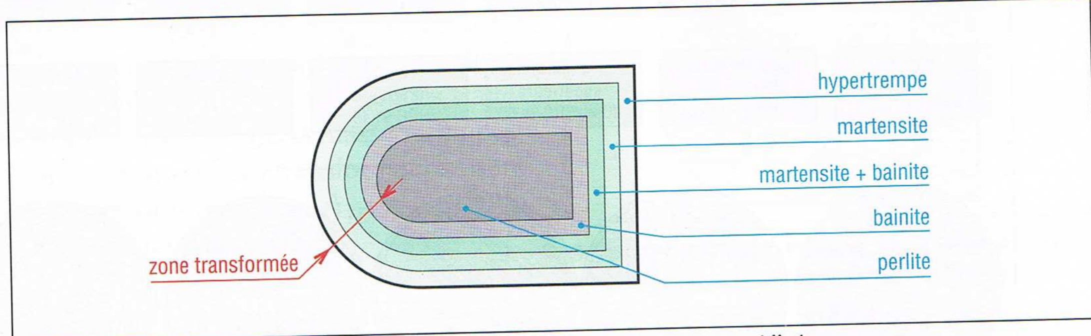


7. Essai Jominy de trempabilité. NF EN ISO 642.



8. Éprouvette Jominy avec préparation et mesures, après trempe.

Elle est mesurée par l'essai normalisé Jominy.
Lorsque les pièces sont massives elles sont difficiles à refroidir rapidement dans leur totalité. L'intérieur de la pièce, refroidi en dernier, plus lentement, est le plus difficile à tremper. Un acier a une bonne trempabilité s'il permet la trempe, même à cœur, des pièces massives.

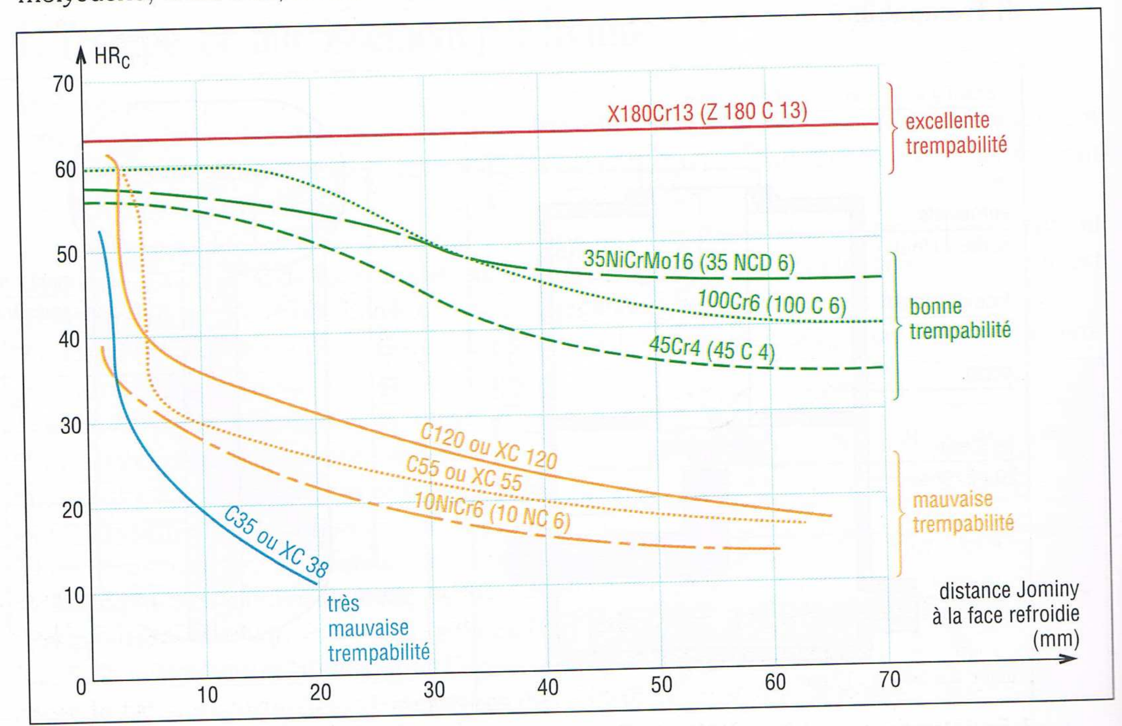


9. Nature des constituants d'une pièce massive dans le cas d'une pénétration de trempe difficile.

Cas des aciers au carbone non alliés, de type C ou XC : leur trempabilité varie du médiocre au mauvais si le pourcentage de carbone (% C) diminue. Entre 0,4 et 0,7 % C la pénétration de la trempe se limite à une profondeur de 20 mm environ. Ceux au-dessous de 0,35 % C ne sont pas considérés comme trempables.

Les pourcentages les plus favorables, de 0,35 à 0,7 % C, permettent une certaine dureté tout en conservant une ductilité et une résilience acceptables. Au-dessus de 0,7 % C les aciers, assez délicats à mettre en œuvre, sont moins utilisés. Les refroidissements rapides créent des contraintes internes très élevées, causes de criques, fissurations et déformations.
Les aciers XC sont plutôt utilisés pour des pièces « petites », de faibles volumes, ou minces.

Cas des aciers alliés : leur trempabilité est nettement supérieure aux précédents. Les éléments d'addition permettent, à résultat égal, de diminuer notablement les vitesses de refroidissement (vitesses critiques de trempe). Cette propriété favorise la pénétration de la trempe en profondeur. De plus, après un revenu, ces aciers peuvent avoir une bonne résilience, ce qui est impossible avec les aciers au carbone (de type C ou XC…).
Les éléments d'addition qui augmentent le plus la trempabilité sont : le bore, le manganèse, le molybdène, le chrome, le silicium, et le nickel.



10. Courbes de trempabilité de quelques aciers.

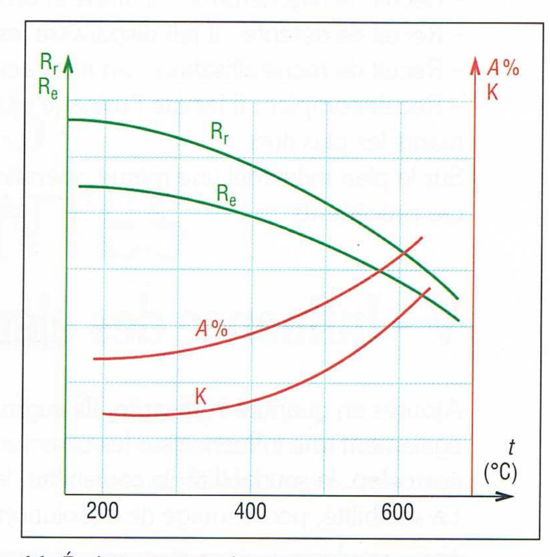
2. Revenu

a) Principe

Après trempe, la martensite, très dure et très fragile, est pratiquement inutilisable en l'état. Afin de corriger l'effet de fragilisation, tout en conservant un bon ensemble de caractéristiques (R_r, R_e, H), on pratique un revenu.

Procédé : il s'applique aux pièces trempées et consiste en un chauffage, à température inférieure à 700 °C, suivi d'un maintien en température pour homogénéiser la structure, puis d'un refroidissement lent et contrôlé. Le traitement permet d'amener les caractéristiques mécaniques au niveau souhaité.

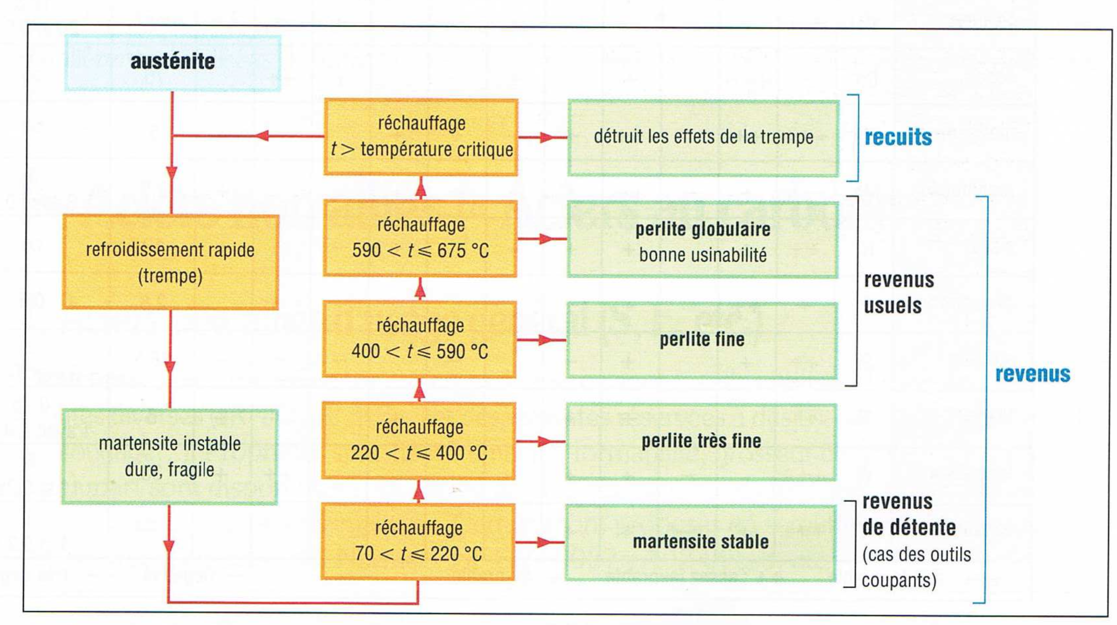
Propriétés : augmentation de K et de *A*% ; atténuation des contraintes internes. Inconvénients : diminution de H, de R_r et R_e. Les résultats dépendent essentiellement de la température de réchauffage.



11. Évolution typique des caractéristiques mécaniques en fonction de la température de revenu.

b) Principaux revenus

Un réchauffage jusqu'à 220 °C élimine les contraintes internes et est pratiquement sans effet sur la dureté. Un accroissement de la température amènera un adoucissement de plus en plus grand du métal, une dureté plus basse et une plus grande ductilité. Les températures de revenu les plus usuelles sont comprises entre 500 et 675 °C.



12. Structure schématique des aciers après trempe et revenu.

3. Recuit

a) Principe

Son effet est inverse de celui de la trempe. Le métal est amené au maximum de ses caractéristiques de ductilité : *A*% et K maximales, R_r et H minimales. La structure obtenue, perlite et ferrite, présente une meilleure usinabilité.

Procédé : Le procédé consiste en un chauffage au-dessus de la température d'austénisation suivi d'un maintien en température pour homogénéiser la structure, puis d'un refroidissement lent.

b) Différents recuits

– Recuit d'homogénéisation : il détruit l'hétérogénéité chimique des aciers bruts de coulée.
– Recuit de régénération : il affine et uniformise le grain du métal.
– Recuit de détente : il fait disparaître les contraintes internes après moulage ou soudage.
– Recuit de recristallisation : pour les aciers forgés ou écrouis.
– Recuit complet : il facilite l'usinage et la déformation à froid en faisant disparaître les constituants les plus durs.

Sur le plan industriel une même opération de recuit peut englober les caractéristiques des cinq cas précédents.

V - Influence des éléments d'addition

Ajoutés en quantité suffisante, ils augmentent plus ou moins fortement la trempabilité et ont également une influence sur les caractéristiques mécaniques : (R_r, H, *A*%, K), la résistance à la corrosion, la soudabilité, la coulabilité, la forgeabilité, l'usinabilité, le magnétisme…
La solubilité, pourcentage de dissolution admissible, dépend de la structure du fer.

Influence des principaux éléments d'addition sur les caractéristiques des aciers

élément	symbole chimique	trempabilité	durcissement à la ferrite	revenu ou détrempe	R_r et dureté	(ductibilité) *A*%	(résilience) K	soudabilité	forgeabilité	usinabilité	magnétisme	résistance à la corrosion et à la chaleur	solubilité dans le fer α (en %)	solubilité dans le fer γ (en %)
chrome	Cr	++	+	–	++	–	+	–		–	+	++	∞	12,8 20 si 0,5 C
cobalt	Co	–	+++		+		+			+	++		75	∞
manganèse	Mn	+++	++		++	+	+	+	+				3	∞
molybdène	Mo	+++	+	–	++	+	+	+	+			+	3,5	3 ± 8 avec 0,3 C
nickel	Ni	++	+		+	+	+		+	–	–	+	10	∞
phosphore	P	+	++		+	–				+			2,8	0,5
silicium	Si	++	+		+	–		–		–	–	–	18,5	2 ± 9 avec 0,35 C
titane	Ti	++			+	+	+		+			+	6	0,75 1 avec ± 0,2 C
tungstène	W	+++		–	+	+	+				++	+	33	6 11 si 0,25 C
vanadium	V	+++	+	––	+	+	+	+	+				∞	1 4 si 0,2 C

+++ : très favorable ++ : assez favorable + : favorable –: négative – – : très négative

Symboles métallurgiques pages 137.

Aluminium : désoxydant, il diminue le grain et augmente légèrement la trempabilité.
Il est l'élément d'addition des aciers de nitruration.
Bore : améliore la trempabilité des aciers à pourcentage de carbone faible et moyen.
Chrome : élément qui augmente le plus la résistance à la corrosion et à l'oxydation.
Cobalt : permet une grande dureté à chaud par durcissement de la ferrite.
Manganèse : neutralise la fragilité engendrée par les sulfures et augmente fortement la trempabilité.
Molybdène : augmente fortement la trempabilité, favorise un grain plus fin, neutralise en partie la fragilité due à la trempe, augmente la résistance et la dureté à chaud, la résistance à l'abrasion, la résistance à la corrosion des aciers inoxydables.
Nickel : renforce la résistance des aciers non trempés ou recuits, rend plus résilients les aciers ferritiques-perlitiques, surtout aux basses températures, rend austénitiques les aciers ayant un poucentage de chrome élevé.
Phosphore : renforce la résistance des aciers à bas pourcentage de carbone.
Plomb (0,15 à 0,35 %) : améliore l'usinabilité.
Silicium : utilisé comme désoxydant, c'est l'élément d'alliage des aciers à vocation électrique (diminution du magnétisme). Il améliore la résistance des aciers faiblement alliés et la trempabilité des aciers sans trace de graphite.
Soufre : considéré en général comme une impureté (formation de sulfure de fer entraînant des ruptures).
Tungstène : entraîne la formation de particules très dures et très résistantes à l'abrasion (aciers à outil) et améliore la dureté et la résistance à température élevée.
Vanadium : favorise un grain plus fin, augmente la trempabilité, s'oppose fortement à la détrempe pendant le revenu.



ACIERS ET FONTES

OBJECTIFS

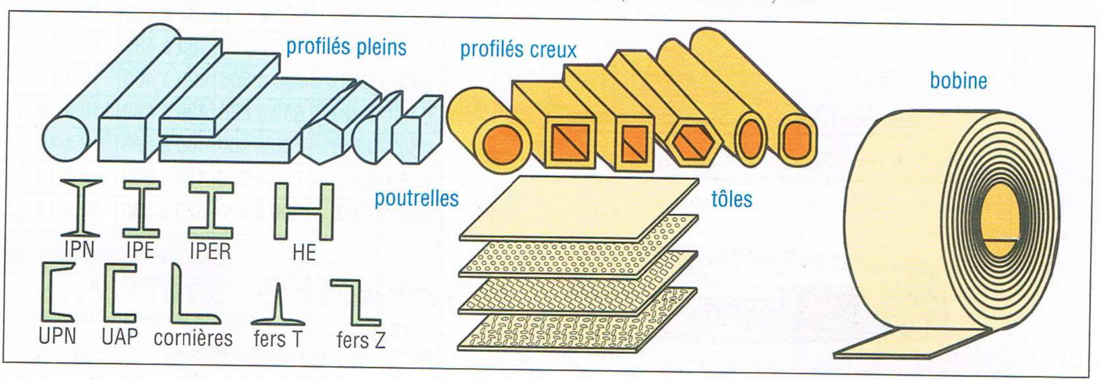
- Indiquer et décrire les principales familles d'aciers et de fontes.
- Retenir les désignations et les principales nuances normalisées (AFNOR).

Les aciers sont des matériaux contenant en masse plus de fer que tout autre élément et dont la teneur en carbone est inférieure à 2 % (ou 2,1 %), limite courante les séparant des fontes. La normalisation (NF EN 10020) retient trois familles principales d'aciers : les aciers non alliés (aucun élément d'alliage ne dépasse 0,6 % ; sauf 1,65 % pour Mn), les aciers inoxydables (10,5 % de chrome minimum et 1,2 % de carbone maxi) et les autres aciers alliés.
De prix compétitif, mieux adaptées au moulage que les aciers, du fait d'une plus grande fluidité à chaud et de températures de fusion inférieures (≃ 1200° C contre 1500° C), les fontes sont régulièrement utilisées. L'ordre des paragraphes prend en compte la désignation des matériaux.

I - Aciers non alliés (« Aciers au carbone »)

1. Aciers non alliés d'usage général (S, E, etc.)

Caractérisés par une faible teneur en carbone, ce sont les plus utilisés. Ils existent dans des qualités diverses (JR, JO, J2, K2...) et des variantes réservées à des usages particuliers (moulage, soudage...). Propriétés spécifiées : ténacité, formabilité, grosseur de grain...
La plupart sont disponibles sous forme de laminés marchands (profilés, poutrelles, barres, tôles...) aux dimensions normalisées. Certains sont proposés en semi-fini : prélaqués, galvanisés, nervurés, ondulés, etc. Normes : NF EN 10027 ; A02-005-3, etc.



1. Laminés marchands.

Applications (construction soudée, formage à froid ou à chaud, emboutissage, étirage, laminage, pliage...) : carrosseries, fers et profilés pour le bâtiment, construction navale, plate-forme pétrolière, trains, chaudronnerie, ameublement, électroménager, biens de consommation...

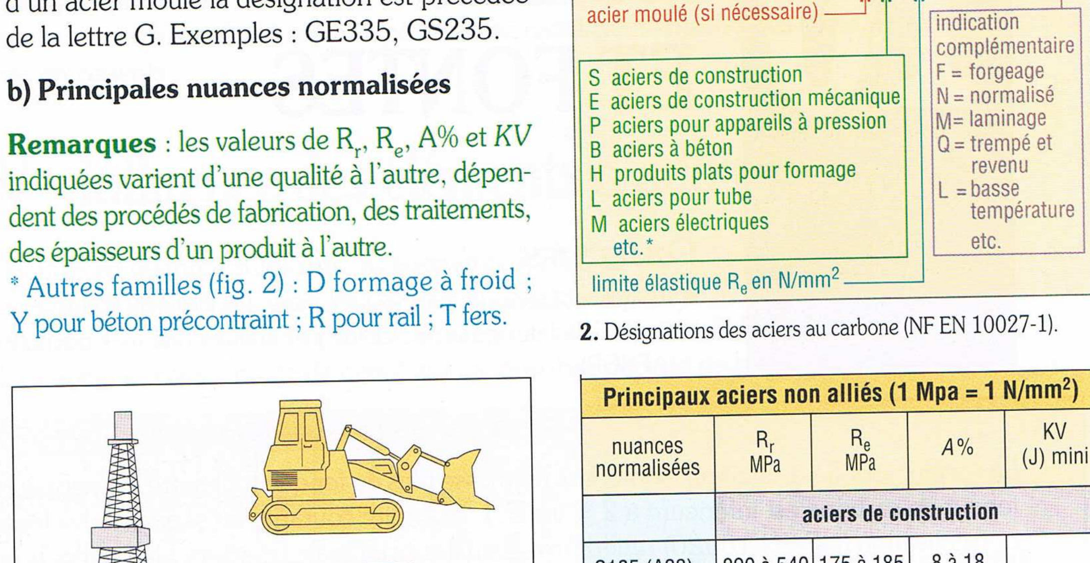
a) Désignation normalisée

Lettre (S, E, etc.) suivie de la limite élastique à la traction R_e en MPa ou N/mm^2. S'il s'agit d'un acier moulé la désignation est précédée de la lettre G. Exemples : GE335, GS235.

b) Principales nuances normalisées

Remarques : les valeurs de R_r, R_e, A% et *KV* indiquées varient d'une qualité à l'autre, dépendent des procédés de fabrication, des traitements, des épaisseurs d'un produit à l'autre.

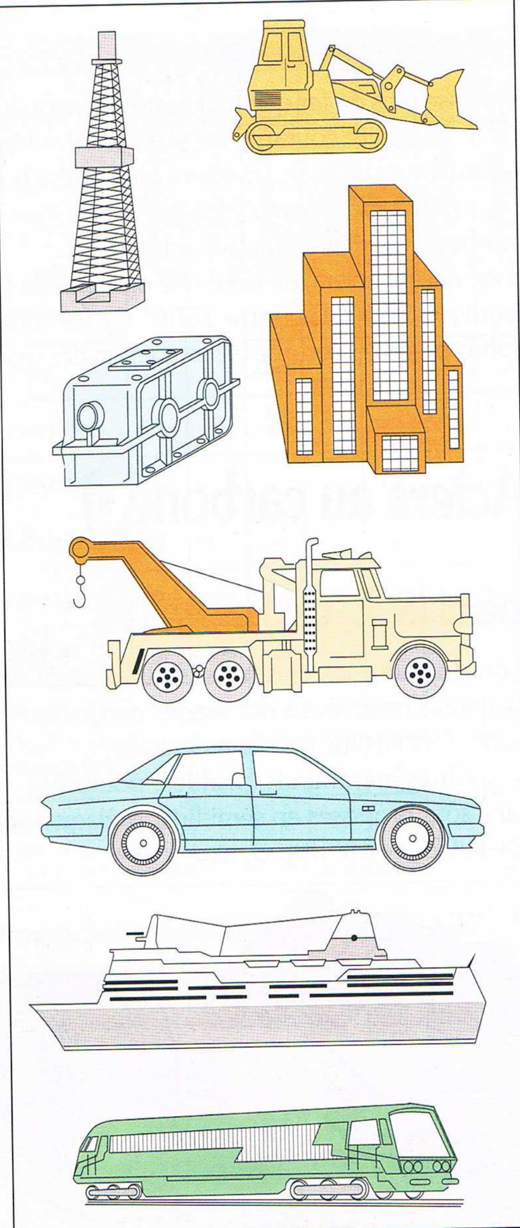
* Autres familles (fig. 2) : D formage à froid ; Y pour béton précontraint ; R pour rail ; T fers.



2. Désignations des aciers au carbone (NF EN 10027-1).

Principaux aciers non alliés (1 Mpa = 1 N/mm^2)				
nuances normalisées	R_r MPa	R_e MPa	*A%*	KV (J) mini
	aciers de construction			
S185 (A33)	290 à 540	175 à 185	8 à 18	
S235 (E24)	320 à 510	175 à 235	15 à 26	23 à 27
S275 (E28)	380 à 580	205 à 275	12 à 22	23 à 27
S355 (E36)	450 à 680	275 à 355	12 à 22	23 à 40
S420	520 à 680	390 à 420	17 à 19	27 à 40
S460	540 à 720	430 à 460	17 à 19	27 à 40
	aciers de construction mécanique			
E295 (A50)	440 à 660	225 à 295	10 à 20	27 à 39
E335 (A60)	540 à 770	255 à 335	6 à 16	27 à 39
E360 (A70)	640 à 900	285 à 360	3 à 11	27 à 39
E420	540 à 900	380 à 420	3 à 10	27 à 39
	pour cémentation			
C20C (XC18)	470 à 650	290 à 340	20 à 22	50
	pour trempe + revenu et pour forgeage			
C25 (XC25)	500 à 700	320 à 370	19 à 21	45
C30 (XC30)	550 à 750	350 à 400	18 à 20	40
C35 (XC38)	600 à 780	380 à 430	17 à 19	35
C40 (XC42)	630 à 800	400 à 460	16 à 18	30
C45 (XC48)	650 à 850	430 à 490	14 à 16	25
C50 (XC50)	700 à 900	460 à 520	13 à 15	–
C55 (XC55)	750 à 950	490 à 550	12 à 14	–
C60 (XC60)	800 à 990	520 à 580	11 à 13	–
	pour trempe superficielle			
C40 (XC42TS)	dureté de la couche trempée ≈ 55 HR_c			

(Entre parenthèses : ancienne désignation).



3. Exemple d'objets utilisant des aciers au carbone.

2. Aciers spéciaux, non alliés, de type C

Destinés aux traitements thermiques (trempe, cémentation) des pièces petites ou moyennes, ils sont caractérisés par un ajustement précis de leur composition, une plus grande pureté et des éléments d'addition en très faible quantité (Mn < 1 % ; Cr + Ni + Mo < 0,63 %).

a) Désignation (fonction de la composition chimique)
Lettre C suivie du pourcentage de carbone multiplié par 100 plus au besoin des indications complémentaires (E = teneur en souffre, C = formage à froid, S = ressort, D = Tréfilage...).

Exemple : GC35E (0,35 % de carbone, G = acier moulé, E = teneur maxi en souffre).

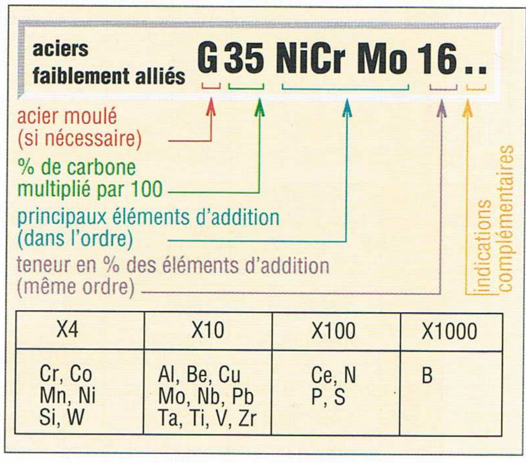
b) Principales nuances normalisées
Les caractéristiques mécaniques varient selon les traitements et les dimensions (voir tableau p. 162).
Aciers à faible teneur en carbone (< 0,3 %) : ils sont réservés à la cémentation et aux traitements de surface (catégorie des aciers " doux ").
Aciers à teneur moyenne en carbone (0,3 à 0,5 %) : ils sont utilisés pour les trempes et les revenus, dans le cas d'applications exigeant une plus grande résistance et une certaine tenue à l'usure (catégorie des aciers " mi-dur ").
Applications : pièces moulées et forgées, arbres, axes, engrenages, visserie...
Aciers à haute teneur en carbone (> 0,5 %) : ils sont employés pour des applications exigeant : grandes duretés, hautes résistances, tenue à l'usure. Ils ont tendance au gauchissement et aux déformations après trempe. Ils perdent leurs propriétés aux hautes températures. Ne durcissant pas en profondeur ils sont surtout utilisés pour des pièces « petites » en volume, ou minces. Exemples de nuances : C55 (XC55) ; C60 ; C65 ; C70 ; C80 (XC80).
Applications : pièces forgées, ressorts, lames, rasoirs, forets, matrices...

II - Aciers faiblement alliés, pour haute résistance

Pour ces aciers, aucun élément d'addition ne dépasse 5 % en masse (Mn ⩾ 1 %). Ils sont choisis chaque fois qu'une haute résistance est exigée. Ils sont utilisés en l'état ou avec traitement.

1. Désignation normalisée

Elle est fonction de la composition : pourcentage de carbone multiplié par 100, suivi des symboles chimiques des principaux éléments d'addition classés en ordre décroissant. Puis, dans le même ordre, les poucentages de ces mêmes éléments multipliés par 4, 10, 100 ou 1000 (voir détails figure 4), plus au besoin des indications complémentaires.
Exemple : G35NiCrMo16 (0,35 % de carbone ; 4 % de nickel et des traces < 1% de chrome et de molybdène, G = acier moulé).



X4	X10	X100	X1000
Cr, Co Mn, Ni Si, W	Al, Be, Cu Mo, Nb, Pb Ta, Ti, V, Zr	Ce, N P, S	B

4. Désignation des aciers faiblement alliés (NF EN 10027-1).

2. Aciers de cémentation (% C < 0,2 %)

En plus de la cémentation, ils peuvent recevoir une trempe dans la masse : trempabilité fonction de la composition (Voir cémentation, chapitre 19 : traitements de surface).

Classement, par résistances « sous-couche » croissantes : 10NiCr6, (20NiCrMo2- 13NiCr14), (20NiCrMo7-20NiCrMo2), (16NiCrMo13-25MnCr5-20NiCr6). 10NiCr6 est un acier doux comparable à la nuance C22 mais en plus résilient.

3. Aciers pour trempe dans la masse

Ils permettent la trempe en profondeur des pièces massives, et sont beaucoup plus performants que les aciers C.
Classement par résistances croissantes possibles : 28Mn6, (20MnCr5-38Cr2-46Cr2-20NiCr6-20CrMo4), (41Cr4-30NiCr11-34CrMo4-41CrAlMo7)-(55Si7-45SiCrMo6), (42CrMo4-51CrV4-50CrMo4), (34CrNiMo6-31CrMo12-30CrNiMo8-36NiCrMo16).

Remarques : 20Mn5 est un acier mi-doux semblable au C25 en plus trempant. L'acier pour roulements 100Cr6 existe dans les variantes 100CrMn6, 100CrMo7.2, 100CrMnMo8, etc.

Principaux aciers faiblement alliés – NF EN 10083-2...

nuances			caractéristiques mécaniques (1 daN/mm² = 10 MPa)				pour cémentation	trempabilité	taille des pièces	exemple d'utilisation
famille	désignation	ancienne désignation	R_r (daN/mm²)	R_e (daN/mm²)	A%	KV (daJ/cm²)				propriétés
chrome	38Cr2	38C2	60 - 95	35 - 55	14 - 17	3,5		+	P - M	②
	46Cr2	42C2	65 - 110	40 - 65	12 - 15	3,5		+	P - M	②
	34Cr4	34C4	70 - 110	46 - 70	12 - 15	4		++	P - M	②
	41Cr4	42C4	80 - 120	56 - 80	11 - 14	3,5		++	P - M	① ② ③ ⑩
	100Cr6	100C6	85 - 125	55 - 85	10 - 13	3,5		++	P - M	④ ⑤ HRc ⩾ 62
nickel-chrome	10NiCr5-4	10NC6	60 - 115	42 - 62	10 - 12	8 - 10	●	+	P	aptitude croissance ↓
	20NiCr6	20NC6	70 - 110	70 - 95	8 -10	6 - 8	●	++	P	① ②
	13NiCr14	14NC11	80 - 145	65 - 90	8 - 10	7 - 8	●	+	M	③ ⑧
	30NiCr11	30NC11	70 - 110	45 - 70	12 - 16	7		++	M	
Ni + Cr + Mo	20NiCrMo6-4	18NCD6-4	80 - 150	70 - 90	8 - 10	5 - 6	●	+++	G	① ② ⑧ ⑨
	20NiCrMo2-2	20NCD2	75 - 155	60 - 95	8 - 11	5 - 7	●	++	M	① ②
	16NiCrMo13	16NCD13	85 - 155	65 - 95	8 - 11	5 - 7	●	++	M	① ④
	34CrNiMo6	35NCD6	80 - 140	60 - 100	9 - 13	4,5		+++	G	① ② ⑧
	36NiCrMo16	35NCD16	100 - 145	80 - 105	9 - 11	4,5		++++	G	trempable à l'air ① ② ⑧
	30CrNiMo8	30CND8	90 - 145	70 - 105	9 - 12	4,5		++++	G	① ② ③
chrome-molybdène	31CrMo12	30CD12	90 - 130	70 - 90	10 - 12	4,5		+++	G	pour nitruration
	20CrMo4	25CD4	60 - 100	40 - 70	12 - 16	4,5	●	++	M	soudabilité ② ③
	34CrMo4	35CD4	75 - 120	45 - 85	11 - 15	4,5		++	G	① ② ③ ⑩
	42CrMo4	42CD4	75 - 130	50 - 90	10 - 14	3,5		+++	G	① ② ③ ⑩
	50CrMo4	50CD4	80 - 130	55 - 90	9 - 13	3		+++	G	① ② ③
nuances diverses	51CrV4	50CV4	70 - 130	50 -90	8 -14	3		+++	G	⑤ ①
	41CrAlMo7-10	40CAD6-12	80 - 120	60 - 80	10 - 14	3		++	M	pour nitruration ⑥ ⑦
	28Mn6	20M6	50 - 75	35 - 45	19 - 21	4		+	P	soudabilité ② ⑦
	20MnCr5-5	20MC5	90 - 150	75 - 95	8 - 9	4 - 5	●	+	M	① ② ⑦ ⑧
	55Si7	55S7	70 - 170	50 - 130	6 - 13	4		++	P	⑤ ⑦
	45SiCrMo6	45SCD6	85 - 185	60 - 140	6 - 13	5		+++	P - M	⑤ ⑦
	13MnS4	13MF4	78 - 118	54	9	4				pour décolletage
	35MnS6	35MF6	88 - 108	74	9	3,5				

++++ : très forte
+++ : forte
++ : moyenne
+ : limitée
P : petite (∅≈ 50)
M : moyenne (∅≈ 100)
G : grosse (∅≈ 200)

① engrenage
② arbres, axes, tiges, leviers, fusées
③ boulonnerie haute résistance
④ roulements
⑤ ressorts
⑥ pièces de frottement
⑦ pièces d'usures
⑧ pièces de sécurité, résistance aux chocs
⑨ basses températures
⑩ pour trempe superficielle

III. Aciers fortement alliés

Ils sont destinés à des usages particuliers (inoxydable…). Pour ces aciers au moins un élément d'addition dépasse la teneur de 5 % en masse.

1. Désignation

Lettre X, symbolisant la famille, suivie des mêmes indications que pour les aciers faiblement alliés. Seule différence : pas de coefficient multiplicateur pour le pourcentage des éléments d'addition (ni 10, ni 4, …).

Exemple : GX6CrNiTi18-11 (0,06 % C ; 18 % de chrome ; 11 % de nickel et des traces de titane (< 1%), G pour acier moulé).

aciers fortement alliés **G X 6 CrNiTi 18-11**

G pour acier moulé
PM pour fritté
(si nécessaire)

lettre symbolisant la catégorie

% de carbone multiplié par 100

principaux éléments d'addition (dans l'ordre)

teneur en % des éléments d'addition (même ordre)

5. Désignation des aciers fortement alliés (NF EN 10027-1).

2. Aciers inoxydables

Famille très importante, caractérisée par une grande résistance à la corrosion, à l'oxydation à chaud, au fluage et subdivisée suivant la teneur en nickel (2,5 %). Liste : NF EN 10088-1.

a) Aciers inoxydables austénitiques [Cr+Ni]

Ces aciers, les plus utilisés, sont les plus résistants à la corrosion (Ni ⩾ 7 %).

Leurs caractéristiques sont : tenue aux températures élevées et à l'écaillage ; ductilité (*A*% élevé) ; résilience ; faciles à forger et à souder ; usinabilité médiocre. Ils peuvent être durcis par corroyage (écrouissage) mais pas par trempe. Leur degré de dilatation est élevé et leur conductibilité thermique assez basse. Nombreuses nuances.

Applications (chimie, alimentaire, transports, nucléaire…) : pièces embouties, chaudronnées, cuves, réservoirs, armatures, conduites, vannes, visserie,…

Aciers inoxydables – extrait NF EN 10088

nuances	$Re_{0,2}$ (daN/mm²)	R_r (daN/mm²)	*A* %	KV (J)
(état adouci)	**ferritiques**			
X2CrNi12	25-28	45-65	18-20	–
X6Cr13	22-24	40-63	18-20	–
X6Cr17	24-26	43-63	18-20	–
X6CrMo17-1	26-28	45-66	18	–
(état adouci)	**austénitiques**			
X2CrNi19-11	18-22	46-68	45	60-90
X5CrNi18-10	21-26	50-75	45	60-100
X6CrNiTi18-10	20-25	50-72	40	60-100
X5CrNiMo17-12-2	22-27	50-70	40	60-100
X6CrNiMoTi17-12-2	22-27	50-73	40	60-100
X1CrNiMoN25-22-2	25-29	54-74	40	60-100
(état traité)	**martensitiques**			
X12Cr13	40-45	55-85	12-20	25
X30Cr13	60-65	80-100	10-15	20
X3CrNiMo13-4	65-80	78-110	12-15	70
X4CrNiMo16-5-1	55-70	75-100	14-15	60-100
(état traité)	**durcis par précipitations**			
X5CrNiCuNb16-4	79	90-130	3-14	40
X7CrNiAl17-7	130	99-145	2-19	40

b) Aciers inoxydables ferritiques [au Cr]

Ils sont toujours ductiles, ne durcissent ni par trempe (C < 0,08 %) ni par écrouissage ; ils sont faciles à étirer, former, plier, forger, rouler (Ni < 1 %) ; les moins résistants à la corrosion.

Propriétés : les plus économiques, usinabilité médiocre, soudabilité moyenne ; peu résilients et faible résistance à la rupture (R_r) sous températures élevées.

Applications : équipements ménagers, décoration intérieure, automobiles, mobiliers…

c) Aciers inoxydables martensitiques (0,08 ⩽ C ⩽ 1 %)

Résistent aux chocs, durcissent par trempe, sont soudables à chaud, faciles à forger, ont une bonne usinabilité et de bonnes caractéristiques mécaniques à température élevée (Ni < 7 %), et résistent moins à la corrosion que les précédents.

X30Cr13 existe en X12Cr13, X20Cr13, X39Cr13, X46Cr13 et X12CrS13.

Applications : composants divers (toutes industries), couteaux, ressorts…

d) Aciers inoxydables à durcissement par précipitation

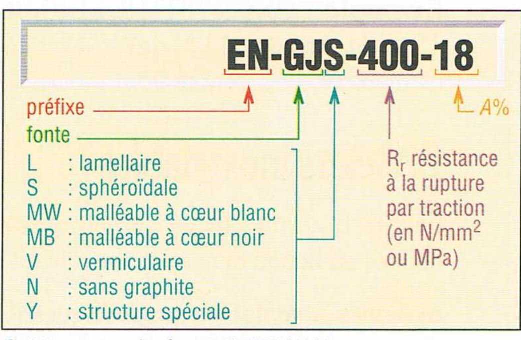
Comme les martensitiques en plus résistants à la corrosion et mécaniquement (après trempe).

3. Autres familles

– Aciers moulés (EN 10340) : GS200, GS240, G15Mn5, G20Mn5, G24Mn6 (non alliés) ; G10MnMoV6-3, G18NiMoCr3-6, CX4CrNiMo16-5-1, GX2CrNiMo19-11-2 (alliés)…
– Aciers réfractaires (pour températures 650° < t °C < 1 150°) : X12CrNi23-13,X8CrNi25-21, X8CrNiTi18-10, X15CNiSi20-12 (austénitiques) ; X10CrAlSi13, X16Cr17 (ferritiques).
– Aciers à outils : alliés pour travail à froid ou à chaud (usure, chocs, températures) ; aciers rapides (au Cr+W+Mo+V) : HS6-5-3 (surcarburé – 1,2 % C), HS18-0-2-9 (au Co– 9 %)…
– Aciers Maraging : hautes résistances en aéronautique ; Rr ≈ 2 000 MPa ; X2NiCoMo18…
– Aciers Hadfields (au Mn) : grande résitance à l'usure, dureté ≈ 500 HB ; X120Mn12…
– Aciers pour roulements, pour appareils à pression, pour ressorts…

IV - Fontes

Leur grande coulabilité permet d'obtenir des pièces de fonderie aux formes complexes.
À cause du pourcentage élevé de carbone qu'elles contiennent, entre 2 et 4 %, elles sont en général assez fragiles, peu ductiles (inadaptées aux déformations à froid : forgeage, laminage…) et difficilement soudables.



6. Désignation des fontes NF EN 1560.

1. Fontes à graphite lamellaire EN-GJL (ex « FGL »)

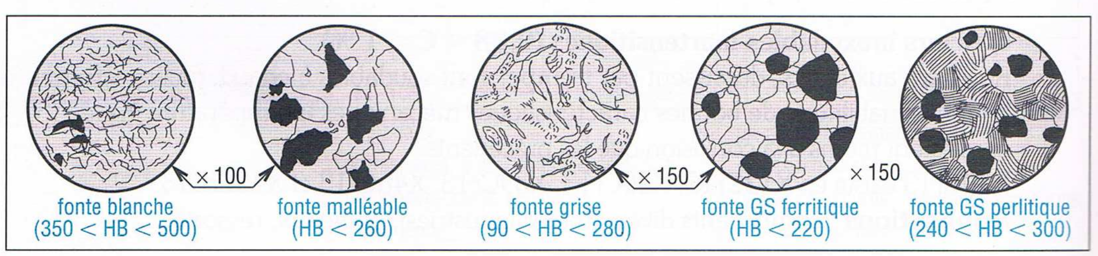
Les plus économiques, les plus utilisées, ce sont les fontes de moulage par excellence. Le carbone se présente sous forme de fines lamelles de graphite qui lui donne une couleur « grise ».
Propriétés : bonne coulabilité ; bonne usinabilité ; grande résistance en compression et grandes capacités d'amortissement des vibrations. Norme NF EN 1561.
Applications : bâtis de machine, supports, carters, blocs-moteurs…

2. Fontes à graphite sphéroïdal EN-GJS (ex « FGS »)

Ce sont les plus utilisées après les fontes à graphite lamellaire, obtenues par addition de petites quantités de magnésium juste avant moulage ; le graphite s'agglomère pendant le traitement sous forme de nodules ou sphères. Norme NF EN 1563.
Propriétés : ductilité, résilience et usinabilité. Variantes : fontes vermiculaires (GJV).
Applications : vilebrequins, arbres de transmission, pièces de voirie, tuyauteries…

3. Fontes malléables EN-GJMW et GJMB (ex « FMB et FMN »)

Elles sont obtenues par malléabilisation de la fonte blanche (paragraphe 4) – sorte de recuit – et ont des propriétés mécaniques voisines de celles de l'acier. Elles peuvent être moulées en faibles épaisseurs et sont facilement usinables. Applications : carters, boîtiers… NF EN 1562.



7. Microstructures des fontes usuelles.

4. Autres familles

Fontes blanches (GJN) : à base de perlite et de cémentite (carbures Fe_3C), elles sont très dures, fragiles ; elles résistent aux frottements et aux températures élevées. *Applications :* pièces résistant à l'usure par abrasion.

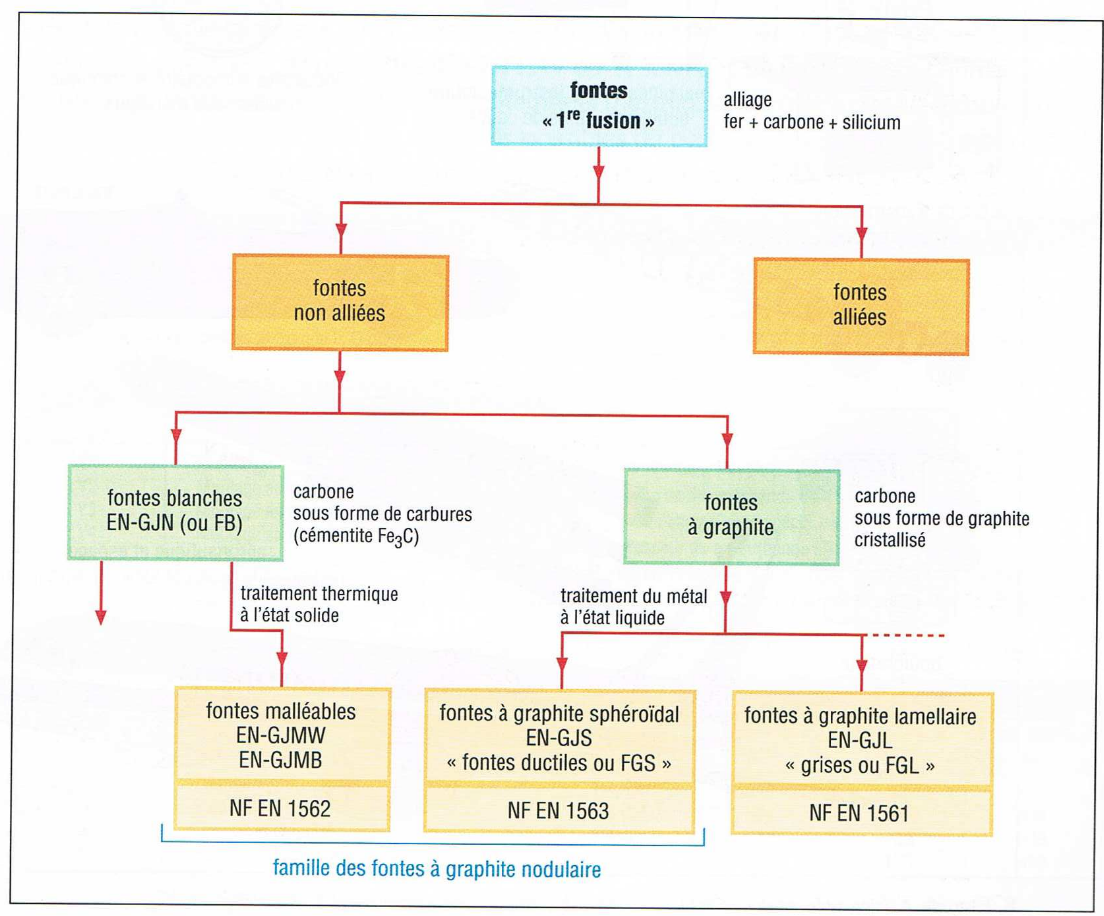
Fontes alliées : elles peuvent être à graphite lamellaire, sphéroïdal, blanches, etc. Principaux éléments d'addition : nickel, cuivre, chrome, molybdène et vanadium. Elles peuvent recevoir des traitements thermiques : trempe...
Applications : pièces d'usure (mines, génie civil, laminage...).

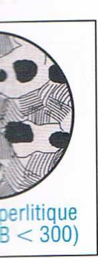
Principales fontes

désignation normalisée	R_e (daN/mm^2)	R_r (daN/mm^2)	E (GPa)	HBW dureté	A%
	fontes à graphite lamellaire				
EN-GJL-150	10	15	80	160	0,8
EN-GJL-200	13	20	100	190	à
EN-GJL-250	17	25	110	210	0,3
EN-GJL-300	20	30	120	230	↓
EN-GJL-350	23	35	130	260	
EN-GJL-400	26	40	140	290	
	fontes à graphite sphéroïdal				
EN-GJS-400-15	25	40	165	170	15
EN-GJS-500-7	32	50	↑	210	7
EN-GJS-600-3	37	60	168	230	3
EN-GJS-700-2	42	70		260	2
EN-GJS-800-2	48	80	↓	300	2
EN-GJS-900-2	60	90	170	330	2
cœur blanc EN-	fontes malléables				
GJMW-360-12	19	38	↑	200	12
GJMW-400-15	22	40		220	5
GJMW-450-7	26	45		220	7
cœur noir EN-					
GJMB-350-10	20	35		150	10
GJMB-450-6	27	45	170	180	6
GJMB-550-4	34	55		210	4
GJMB-650-2	43	65		240	2
GJMB-800-1	60	80	↓	300	1

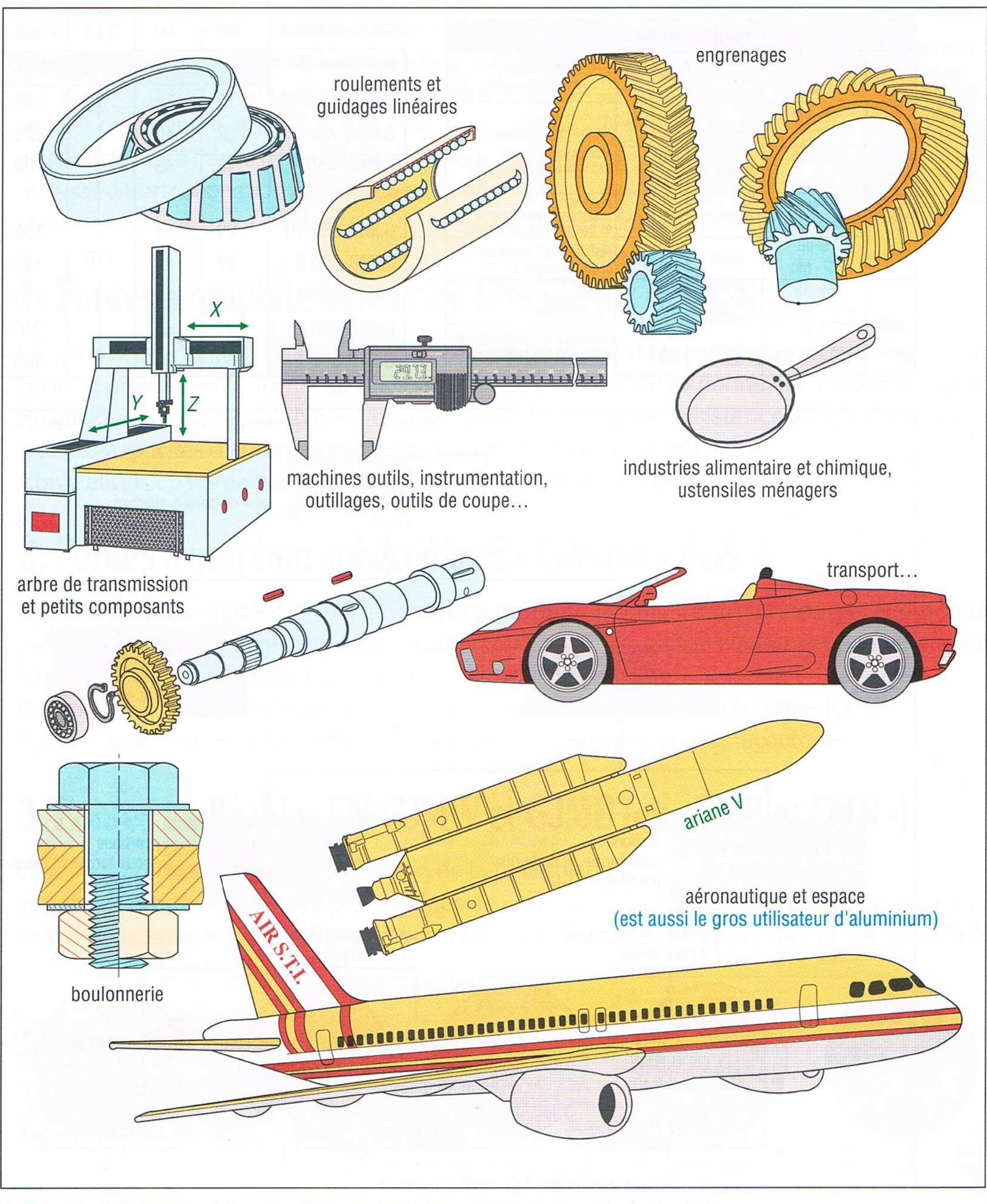
Fontes alliées

	éléments d'addition	matrice	HB	A%	propriétés caractéristiques
GJL ou GJS	Ni - Mo (Cr)	bainite	250 350	1-2	résistance mécanique résistance à l'usure capacité d'amortissement
	Ni - Cr (Mo)	martensite	350 500	< 1	
	Ni-Si ou Ni-Si (Cr)	austénite	120 250	12-25	résilience résistance aux hautes et basses températures
	Si ou Si - Mo	ferrite	180 340	1-10	résistance à l'oxydation et déformations à T °C ↗
GJN	Ni - Cr ou Cr (11 à 28 %)	carbures martensite austénite	450 800	-	résistance à l'abrasion et à l'oxydation
	Cr (28 à 34 %)	ferrite	200 500	-	résistance aux températures élevées et à la corrosion





Principales fontes : teneur en %					
éléments (teneur en %)	fontes à graphite lamellaire (EN-GJL)	fontes à graphite sphéroïdal (EN-GJS)	fontes malléables		fontes blanches (EN-GJN)
			fontes à cœur noir (EN-GJMB)	fontes à cœur blanc (EN-GJMW)	
carbone	2,5 - 4,0	3,0 - 4,0	2 - 2,8	2,7- 3,2	1,8 - 3,6
silicium	1,0 - 4,0	1,8 - 2,8	0,9 - 1,7	0,6 - 0,9	0,3 - 2,6
manganèse	0,25 - 1,0	0,1 - 1,0	0,25 - 0,65	0,2 - 0,45	0,2 - 1,5
soufre	0,02 - ,01	< 0,03	0,06 - 0,25	0,08 - 0,2	0,06 - 0,2
phosphore	0,04 - 1,0	< 0,10	0,08 - 0,25	0,05 - 0,2	0,06 - 0,18
structure dominante de la matrice	– ferrite – perlite + ferrite – perlite – perlite + carbures	– ferrite – perlite + ferrite – perlite + baïnite – perlite + ferrite + martensite	ferrite perlite pour la struture perlitique MP	ferrite	– perlite – cémentite



8. Exemple d'objets utilisant des aciers faiblement et fortement alliés ainsi que des fontes alliées.



MÉTAUX NON FERREUX

OBJECTIFS

- Indiquer et décrire les caractéristiques des principaux métaux non ferreux et de leurs alliages.
- Retenir les désignations et les principales nuances normalisées (AFNOR).

Les principales familles, avec leurs alliages sont : l'aluminium, le cuivre, le magnésium, le zinc, le titane et le nickel. La plupart de ces matériaux sont commercialisés sous plusieurs formes ou dans des états métallurgiques différents (brut, recuit, écroui, durci), l'utilisateur choisissant l'état de livraison qui lui convient.

I - États métallurgiques

Les états métallurgiques, « ou de livraison», sont normalisés pour certains alliages. Leur désignation est effectuée par une lettre (F, O, H, W ou T) suivi par un ou plusieurs chiffres.
Le premier chiffre indique un cycle de traitements thermiques ou mécaniques (écrouissage...), les chiffres suivants précisent les variantes possibles du cycle. Les remarques sont les mêmes dans le cas des pièces moulées. Normes : NF EN 515 ; NF EN 1173 ; NF A 57-702...

États métallurgiques de base
F = État brut de fabrication
O = État recuit
H = État écroui
T = Traitement thermique autre que F, O ou H
W = Pour Al, mis en solution (trempé)

États de livraison des produits non ferreux moulés

symbole	procédé d'obtention
Y0	Non défini
Y2	Moulage au sable
Y3	Moulage en coquille
Y4	Moulage sous pression
Y5	Par frittage
Y7	En coulée continue
Y8	Par centrifugation
Y9	Suivant prescriptions

symbole	traitement
0	Aucun traitement
1	Recuit
2	Trempé
3	Trempé + revenu
4	Trempé + mûri
5	Stabilisé
6	Trempé et stabilisé
9	Suivant prescriptions

Subdivisions de l'état T

aluminium et alliages
T3 = mise en solution + écroui + mûri
T4 = mise en solution + mûri
T5 = refroidi (après transf. à chaud) + revenu
T6 = mise en solution + revenu
T8 = mise en solution + écroui + revenu
T10 = refroidi (après transformation à chaud) + revenu + écroui

Cuivre et alliages NF EN 1173
A : allongement (fil, EN ... -Cu-Of-A007)
B : limite de flexion (bande EN 1654-CuSn8-B410)
D : brut d'étirage sans spécification (tube EN...-Cu-ETP-D)
G : grosseur du grain (bande EN 1652-CuZn37-G020)
H : dureté Brinell ou Vickers (tôle EN 1652-CuZn37-H150)
M : brut sans spécification (barre creuse EN 12168-CuZn36Pb3-M)
R : résistance à la traction (barre EN 12164-CuBe2R1200)
Y : limite élastique à 0,2 % (bande EN 1654-CuZn30-Y460)

Subdivisions de l'état H

état niveau de dureté	écroui seul (H1)	écroui recuit (H2)	écroui stabilisé (H3)
1/4 dur	H12	H22	H32
1/2 dur	H14	H24	H34
3/4 dur	H16	H26	H36
4/4 dur	H18	H28	H38

Exemple : EN AC [Al Si 7 Mg] Y33 (A-S7G moulé en coquille, trempé et revenu)

II - Aluminium et alliages

Fabriqués industriellement depuis 1886 à partir des bauxites et de la cryolithe, ces métaux sont les plus utilisés juste après les fontes et les aciers. Normes NF EN 485, 515, 573...

1. Principales caractéristiques

– Bas point de fusion (658 °C) ; ductilité élevée ($A\% \approx 40\%$) ; assez léger (densité 2,7) ; bonne conductivité électrique ; bonne conductibilité thermique (5 fois celle des aciers) ; coefficient de dilatation thermique 1,5 fois celui des aciers, propriétés réfléchissantes.
– Bon rapport résistance/poids, ce qui explique les nombreuses applications dans le domaine des transports, comme l'aéronautique, par exemple.
– Résistance à la corrosion élevée. Le métal se couvre, au contact de l'air, d'une couche d'oxyde protectrice, les éléments d'addition diminuent plus ou moins cette résistance.
– Résistance mécanique : elle peut être modifiée par écrouissage ou par recuit (adoucissement).
– Inconvénients : faibles résistances à l'usure et à la fatigue.

2. Mise en œuvre

Elle est assez facile par un grand nombre de procédés : laminage, moulage, forgeage, formage, étirage, extrusion, métallurgie des poudres... L'élasticité élevée peut gêner certains usinages.
Le coefficient de dilatation important et la grande conductivité thermique imposent, à cause des dilatations, certaines précautions en soudage et en usinage.
La soudabilité dépend de la trempe et du revenu pratiqués sur l'alliage.
Revêtements décoratifs et protecteurs par anodisation, nombreux procédés (EN 12373).

3. Traitements thermiques

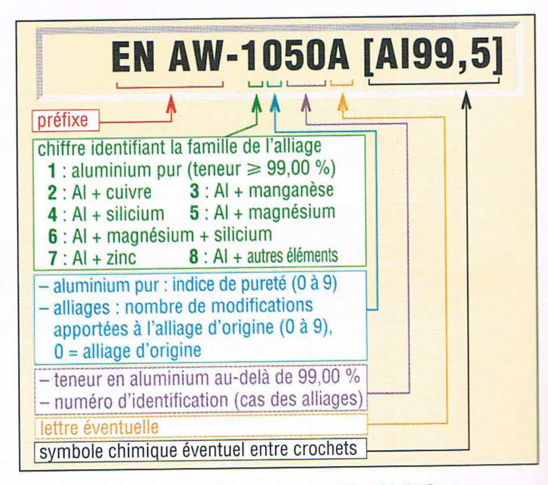
Ils sont tout à fait différents de ceux des aciers. Après trempe, le durcissement est obtenu par vieillissement naturel, ou maturation, à température ambiante ou par revenu à température élevée.
Les alliages avec le cuivre, le silicium, le zinc et ceux avec le magnésium plus le silicium sont trempant ; ils sont dits avec durcissement structural.
L'aluminium pur, les alliages avec le manganèse et le magnésium ne sont pas trempants ; ils sont dits sans durcissement structural.

4. Aluminium et alliages corroyés

Cette famille, la plus utilisée, comprend tous les produits laminés d'usage courant (barres, profilés, tôles...).

Désignation (norme internationale) : elle est effectuée par un nombre à quatre chiffres, avec EN AW - comme préfixe (A pour aluminium, W pour corroyé), éventuellement suivi par le symbole chimique de l'alliage placé entre crochets **(fig. 1)**.

Exemple : EN AW-5086 [Al Mg 4] est un alliage d'aluminium avec 4% de magnésium ; EN AW-1050A [Al 99,5] est un aluminium pur à 99,5 %.



1. Désignation des produits laminés - NF EN 573.

Aluminium et alliages : produits laminés (extrait NF EN 485-2)

		nuances	état metallurgique	caractéristiques mécaniques R_r (daN/mm²) mini	caractéristiques mécaniques R_e (daN/mm²) mini	A % maxi	E (daN/mm²)	résistance à la corrosion	aptitude à l'anodisation	soudabilité à l'arc	soudabilité aux gaz + brasage	usinabilité	aptitude au travail à froid	exemples d'emploi
sans traitements thermiques (sans durcissement structural)	aluminium pur	EN AW-1050A[Al 99,5] (1050A)	0	6,5	2	35	6 700	++	+++	+++	+++	–	+++ à +	① ③ ⑤ ⑨
			H14	10,5	8,5	6								
			H18	14	12	2								
		EN AW-1070A[Al 99,7] EN AW-1080A[Al 99,8] (1070A et 1080A)	0	6	1,5	35		++	+++	+++	+++	–	+++ à +	① ⑤ ⑨
			H14	10	7	7								
			H18	12,5	10,5	2								
		EN AW-1100[Al 99,0Cu] EN AW-1200[Al 99,0] (1100 et 1200)	0	7,5	2,5	33		++	+++	+++	+++	–	+++ à +	① ⑫
			H14	11,5	9,5	6								
			H18	15	13	2								
	Al + Mn	EN AW-3003[AlMn1Cu] (3003)	0	9,5	3,5	24	6 700	++	++	+++	+++	+	+++ ++ +	① ③ ⑤ ⑥
			H14	14,5	12,5	5								
			H18	19	17	2								
	Al + magnésium	EN AW-5005[AlMg1] (5005)	0	10	3,5	24	7 000	+++	+++	+++	+++	+	+++ +	① ⑤ ⑥ ⑫
			H14	14,5	12	5								
			H18	18,5	16,5	2								
		EN AW-5052[AlMg2,5] (5052)	0	17	6,5	19		+++	+++	+++	+++	+	+++ +	① ⑤ ⑥ ⑫
			H34	23	15	5								
			H38	27	21	3								
		EN AW-5086[AlMg4] (5086)	0	24	10	17		+++	++	+++	+++	++	+++ +	② ⑦ ⑩
			H22	27,5	18,5	10								
			H24	30	22	8								
avec traitements thermiques (avec durcissement structural)	Al + cuivre	EN AW-2014[AlCu4SiMg] (2014)	0	22	14	16	7 400	–	+	++	+	++	++	② ⑦ ⑧
			T4	40	25	14								
			T6	44	39	7								
		EN AW-2017A[AlCu4MgSi] (2017)	0	22	14	13		–	++	++	+	++	++	② ④ ⑦ ⑧
			T4	39	25	15								
		EN AW-2024[AlCu4Mg1] (2024)	0	22	14	13		–	+	++	+	++	++	② ④ ⑧
			T4	43	28	14								
	Al + Si + Mg	EN AW-6061[AlMg1SiCu] (6061)	0	15	8,5	19	7 000	++	+++	+++	+++	+	++ à +	⑤ ⑦ ⑩ ⑪
			T4	21	11	18								
			T6	29	24	10								
		EN AW-6082[AlSi1MgMn] (6082)	0	15	8,5	19		++	+++	+++	+++	+	++ à +	⑤ ⑦ ⑩ ⑪
			T4	20,5	11	15								
			T6	31	26	10								
	Al + zinc	EN AW-7020[AlZn4,5Mg1] (7020)	T4	32	21	14	7 200	++	++	++	++	++	++ +	② ⑥ ⑦
			T6	35	28	10								
		EN AW-7075[AlZn5,5MgCu] (7075)	0	28	15	10		+	++	+	+	++	++ +	② ④ ⑧
			T6	54	46	8								

(entre parenthèses : ancienne désignation) — R_r, R_e et A% varient avec la forme et l'épaisseur des profilés.

+++ : excellente
++ : bonne
+ : moyenne
– : faible

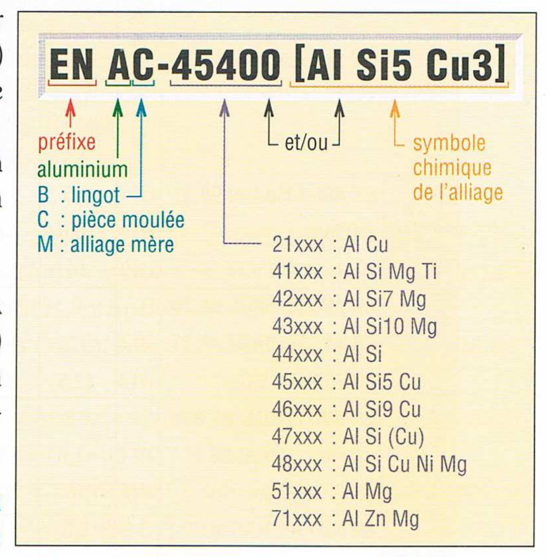
① : chaudronnerie, emboutissage
② : pièces forgées
③ : pièces filées : boîtes, aérosols …
④ : boulonnerie
⑤ : chimie, alimentaire
⑥ : bâtiment
⑦ : mécanique, transport
⑧ : aéronautique
⑨ : décoration
⑩ : marine
⑪ : emballage
⑫ : ustensiles de cuisine …

5. Aluminium et alliages pour la fonderie

La plupart des nuances sont faciles à mouler (moule métallique permanent ou moulage sable) en moyenne ou en grande série et en pièce unitaire.
Inconvénient : grand retrait au moulage (3,5 à 8,5 % en volume) qui peut être minimisé par un bon tracé de la pièce.

Désignation : préfixe EN ; espace ; lettre A pour aluminium ; lettre B ou C (pièce moulée) ou M ; tiret ; 5 chiffres donnant la composition et/ou les symboles chimiques de l'alliage ordonnés par teneurs décroissantes.

Exemple : EN AC - 45400 ou fig. 2 ou EN AC-AlSi5Cu3 pour un alliage avec 5 % de silicium et 3 % de cuivre.



2. Désignation des produits de fonderie NF EN 1780.

Aluminium et alliages : produits de fonderie (extrait NF EN 1706 et ISO 3522)

nuances	mode de coulée	caractéristiques mécaniques R_r (daN/mm²)	R_e (daN/mm²)	A %	aptitude au moulage	aptitude à l'étanchéité	résistance à la corrosion	usinabilité	soudabilité	aptitude à l'anodisation	exemples d'emploi
EN AC-AlSi12CuNiMg (48000)	Y20	15	8	1	A	A	C	C	A	E	travail à chaud, pistons
	Y36	28	24	< 1							
EN AC-AlSi7Mg0,6 (42200)	Y26	25	21	1	B	B	B	B	B	D	① haute résistance
	Y36	32	24	3							
EN AC -AlCu4MgTi (21000)	Y24	30	20	5	D	D	D	A	D	C	① haute résistance
	Y34	32	20	8							
EN AC-AlSi5Cu3Mn (45200)	Y26	23	20	< 1	B	B	D	B	C	D	①②
	Y36	28	23	< 1							
EN AC-AlSi12 (44200)	Y20	15	7	5	A	A	B	C	A	E	①③④
	Y30	17	8	6							
	Y40	24	13	1							
EN AC-AlSi7Mg (42000)	Y26	22	18	1	B	B	B	B	B	D	①③
	Y36	26	22	1							
EN AC-AlZn5Mg (71000)	Y21	19	12	4	C	D	B	A	C	B	①③⑤⑥
	Y31	21	13	4							
EN AC-AlMg5	Y20	16	9	4	C	D	A	A	C	B	①
EN AC-AlSi8Cu3	Y40	24	14	1	B	B	D	B	B	E	② *
EN AC-AlSi9	Y40	22	12	2	A	C	C	C	D	E	④① *
EN AC-AlSi12Cu1	Y40	24	14	1	A	C	C	C	F	E	①①
EN AC-AlMg9	Y40	20	13	1	C	D	A	A	C	B	⑥
EN AC-AlSi10Mg	Y40	24	14	1	A	B	B	B	A	E	④①

Y20 : moulage sable ; Y30 : moulage coquille ; Y40 : moulage sous pression (page 169). * Très utilisé.

A : excellent
B : bon
C : correct
D : médiocre
E : éviter
F : incompatible

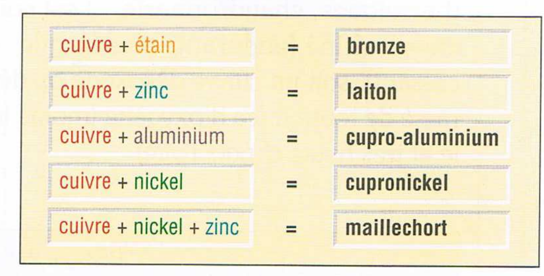
① : pièces mécaniques diverses
② : pièces mécaniques complexes
③ : alimentaire, chimie, robinetterie
④ : appareils ménagers
⑤ : bâtiment et travaux publics
⑥ : marine

III - Cuivre et alliages

Il existe plus de 200 alliages de cuivre. Les principales familles sont : les laitons (Cu + Zn), les bronzes (Cu + Sn), les cupronickels (Cu + Ni), les cupro-aluminiums (Cu + Al) et les maillechorts (Cu + Ni + Zn).

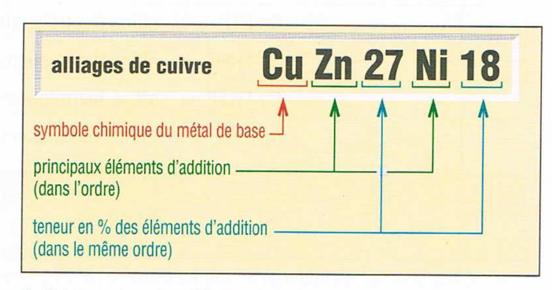
Désignation : symbole chimique du cuivre (Cu) suivi des symboles chimiques et teneurs des principaux éléments d'addition, par ordre décroissant.

Exemple : Cu Zn 27 Ni 18 (maillechort avec 27 % de zinc et 18 % de nickel).



cuivre + étain	=	bronze
cuivre + zinc	=	laiton
cuivre + aluminium	=	cupro-aluminium
cuivre + nickel	=	cupronickel
cuivre + nickel + zinc	=	maillechort

3. Principaux alliages du cuivre.

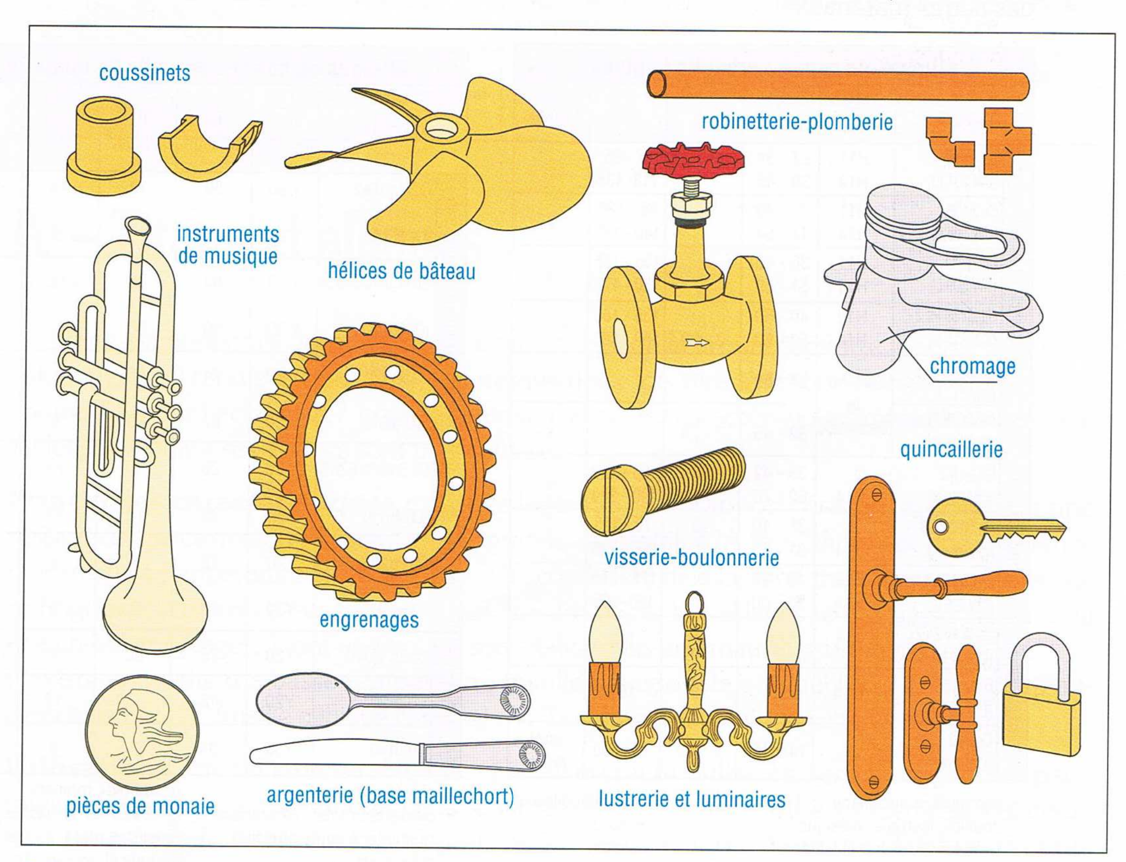


4. Désignation des alliages du cuivre.

1. Principales caractéristiques du cuivre

Plus lourd que l'acier, de densité 8,9 ; fond à 1 083 °C ; grande résistance à la corrosion ; plasticité ou ductilité élevée ($A\%$ jusqu'à 50 %) ; grande conductivité électrique qui le rend indispensable dans les industries électriques et électroniques ; grande conductibilité thermique (atout pour la transmission de la chaleur) ; couleur rouge plus ou moins foncée devenant « jaune » avec addition de zinc.

Les cuivres et les alliages ne peuvent pas être traités thermiquement, sauf ceux au béryllium. Cependant, la résistance (R_r) peut être augmentée par écrouissage à froid et la ductilité restaurée par un revenu. La trempe augmente la plasticité (cas inverse des aciers).



5. Exemples de pièces en cuivre et alliages, alliages peu utilisés pour faire des bâtis (non structuraux).

2. Cuivres purs

Le cuivre utilisé pur (usages électriques, thermiques, chaudronnerie...) est soit un cuivre affiné (endurant, plus fragile, plus cassant), soit un cuivre désoxydé ou débarrassé de toute trace d'oxygène (moins fragile et très haute conductivité).

type	taux d'écrouissage (%)	R_r (daN/mm²)	R_e (daN/mm²)	A%	HB
recuit	0	23	7	45	50
1/4 dur	10	27	21	25	70
1/2 dur	25	30	25	14	87
4/4 dur	50	35	32	6	

6. Caractéristiques du cuivre pur.

Désignations des cuivres purs, non alliés
Symbole Cu + tiret de séparation + lettres d'indications

Cu-ETP = affiné électrolytiquement, non désoxydé, à conductivité garantie
Cu-FRHC = affiné thermiquement, non désoxydé, à conductivité garantie
Cu-FRTP = affiné thermiquement, à conductivité non garantie
Cu-DHP = affiné thermiquement ou électrolytiquement, à fort phosphore résiduel
Cu-DLP = affiné thermiquement ou électrolytiquement, à faible phosphore résiduel
Cu-OF = désoxydé
Cu-OFE = désoxydé, à haute pureté

3. Laitons

C'est la famille la plus utilisée. L'addition de zinc (jusqu'à 42 %) diminue le prix de base, augmente R_r et A%, ce qui favorise l'emboutissage (A% = 60 % avec 31 % de Zn), et diminue la température de fusion, ce qui facilite le moulage.
Une addition supplémentaire de plomb, de 2 à 3 %, augmente considérablement l'usinabilité. Les laitons ainsi obtenus (laitons de décolletage) servent de référence pour évaluer l'usinabilité des autres matériaux.

Alliages de cuivre : produits laminés

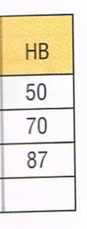
	nuances	état métall.	R_r daN/mm²	A%	HV	emplois
laitons	Cu Zn 10 (CW 501 L)	H11 H14	27 - 34 39 - 45		67 - 95 118- 135	①
laitons	Cu Zn 33 (CW 506 L)	H11 H14	33 - 40 47 - 54	64 7	85 - 120 140 - 160	②
laitons	Cu Zn 40 (CW 509 L)	H11 H14	36 - 43 51 - 59		105 - 135 150 - 175	③
laitons	Cu Zn 39 Pb 2 (CW 612 N)	H12 H14	40 - 50 50 - 60	2 - 20	135 - 160 150 - 180	④ ⑦
laitons	Cu Zn 40 Pb 3 (CW 617 N)	laitons de décolletage	37 - 50	4 - 22		⑤
laitons	Cu Zn 36 Pb 3 (CW 603 N)	laitons de décolletage	32 - 45	7 - 28		⑤
bronzes	Cu Sn 6 P (CW 452 K)	O H14	33 - 42 62 - 70	50 5	90 - 120 190 - 220	⑥
bronzes	Cu Sn 3 Zn 9 (CW 454 K)	O H14	31 - 40 61 - 66	40 4	75 - 105 190 - 210	⑦
bronzes	Cu Sn 4 Zn 4 Pb 4 (CW 456 K)	H12 H14	40 - 46 50 - 60	25 3	125 - 155 160 -195	⑥ ⑧
maillechorts	Cu Ni 10 Zn 27 (CW 401 J)	H11	42	27	105	③
maillechorts	Cu Ni 18 Zn 20 (CW 409 J)	H14	58	5	180	
maillechorts	Cu Be 2 (CW 101 C)	–	14 à 120	2 à 35	90 à 330	haute résist.

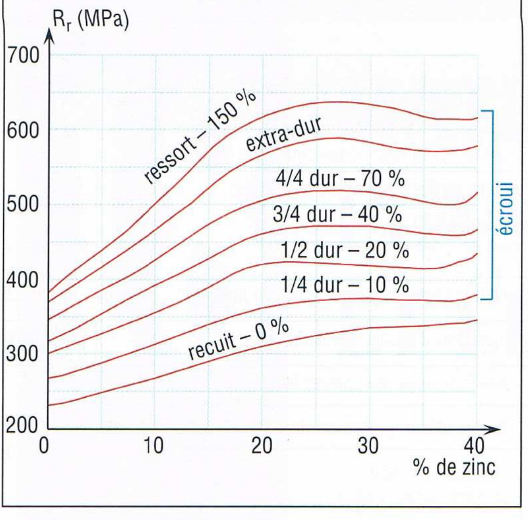
① bijouterie, quincaillerie
② douilles, lustrerie, musique
③ serrurerie, orfèvrerie, lusterie
④ engrenages, horlogerie
⑤ pièces décolletées
⑥ ressorts
⑦ visserie
⑧ joints, membranes

Alliages de cuivre : produits de fonderie

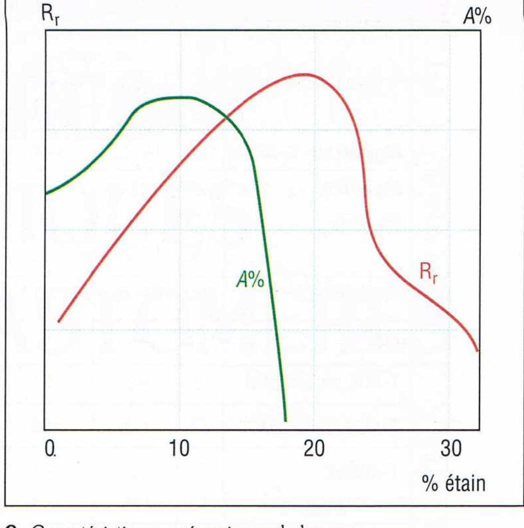
	nuances	état métall.	R_r daN/mm²	R_e daN/mm²	A%	emplois
cupro-aluminiums	Cu Al 10 Fe 2 (CC 331 G)	Y 20 Y 30	50 65	18 25	18 20	⑥ ⑤ ⑦
cupro-aluminiums	Cu Al 10 Ni 5 Fe 5 (CC 333 G)	Y 20 Y 30	63 60	25 30	12 7	⑧ ⑥
bronzes	Cu Sn 12 (CC 483 K)	Y 20 Y 30	24 27	13 15	5 3	① ③
bronzes	Cu Sn 5 Pb 5 Zn 5 (CC 491 K)	Y 20 Y70	20 25	9 10	12 12	① ② ⑤
bronzes	Cu Pb 20 Sn 5 (CC 497 K)	Y20 Y30	15 18	6 8	5 7	① ④
laitons	Cu Zn 19 Al 6	Y20	75	50	8	⑥ ⑦
laitons	Cu Zn 20	Y20	18		12	②
laitons	Cu Zn 40	Y30	34		8	② ⑤

① pièces frottantes
② pièces courantes, robinetterie
③ robinetterie haute pression
④ coussinets
⑤ chimie : robinets
⑥ hélices mer, turbines, engrenages
⑦ pièces méca. de résistance
⑧ roue et vis sans fin





7. Résistance des laitons en fonction du pourcentage de zinc.



8. Caractéristiques mécaniques du bronze.

Principales caractéristiques des autres familles d'alliages de cuivre		
familles	propriétés	observations
Bronzes (Cu + Sn)	– résistance à la corrosion – qualités frottantes – aptitude au moulage (meilleurs que les laitons) – se travaillent moins bien que les laitons : usinage, emboutissage…	L'addition (4 à 22 %) d'étain a un rôle comparable au zinc avec une action plus forte ; il est aussi plus coûteux. Une addition supplémentaire de phosphore (P < 1 % ; bronzes phosphoreux) améliore les caractéristiques mécaniques, les propriétés antifriction et l'aptitude au moulage. Une addition de plomb (Pb) améliore l'usinabilité et celle de zinc diminue le prix de revient (bronzes chrysocales).
Cuproaluminiums (Cu + Al)	– caractéristiques mécaniques – résistance à la corrosion	Surtout utilisés en fonderie. Addition d'aluminium entre 10 et 11 %. Ils sont souvent utilisés avec une addition de fer. Applications en génie maritime.
Cupronickels (Cu + Ni)	– très malléables – résistance à la corrosion	Couleur blanche à partir de 20 % de Ni. Le nickel améliore les propriétés mécaniques, la résistance à la corrosion et la résistivité électrique. Pièces de monnaie, condenseurs…
Maillechort (Cu + Ni + Zn)	plus résistants que les laitons à la corrosion et mécaniquement	Moins coûteux que le cupronickel, on peut les considérer comme des laitons avec une addition de nickel. Utilisations : articles ménagers, orfèvrerie, décoration, électricité…

IV - Titane et alliages

Le titane est abondant dans la nature, environ 1 % de la croûte terrestre (contre 8 % pour l'aluminium). Il fond à 1 668 °C et est presque deux fois plus léger que l'acier (densité ≈ 4,5 contre 7,8 pour l'acier et 2,7 pour l'aluminium) avec des caractéristiques mécaniques comparables, cependant ses alliages sont plus coûteux.

Principales caractéristiques : relative légèreté ; bon rapport résistance/poids ; bonne résistance à la corrosion (≈ aciers inox) ; grande malléabilité (A % ≈ 35 %) ; bonne résistance mécanique à température élevée (< 550 °C) ; coefficient de dilatation thermique assez bas ; ne se fragilisent pas aux basses températures. E ≈ 110 Gpa. Les alliages se travaillent bien à froid et à chaud (forgeage…), ont une bonne soudabilité mais une mauvaise usinabilité.
Il existe en maille α à basse température (maille hexagonale compacte) et en famille β au-dessus de 882 °C (maille cubique centrée) ; V, Ta, Mo et Mb diminue cette température.

Utilisations : métal structural (bâtis…) régulièrement utilisé en aéronautique et espace (pièces forgées…), en génie chimique, équipements sportifs, prothèses médicales et génie maritime ; oxyde de titane (TiO_2) pour peintures, carbures de titane (TiC) pour outils coupants…

Alliages de magnésium (fonderie), de titane et de zinc							
base	nuances	mode de coulée	caractéristiques mécaniques R_r (daN/mm²)	R_e (daN/mm²)	A %	observations	
magnésium EN MC-	**MgAl6Zn3 (G-A6Z3)**	Y20	16-20	8-10	3-6	pièces courantes; bonne coulabilité à 450 °C	bonne usinabilité densité *d* = 1,81
	MgAl9Zn (G-A9Z)	Y20 Y24 Y30	16 23 17-22	8 11 9-12	2 7 2-5	carters, roues, pièces aéronautiques fusion à 470 °C	
	MgZn5Th2Zr	Y25	24-28	15-18	5-12	carters complexes, tous types de moulages ; *d* = 1,87 ; fusion 520 °C	
	MgZr	Y25	16	5	15	machines d'essais, bureautique ; *d* = 1,75	haute capacité d'amortissement
titane	**T-A5E ou TiAl5Sn**	T5	90	80	20	malléabilité élevée ; pièces forgées	chimie aéronautique espace
	T-A6V ou TiAl6V	T3	115	105	12	le plus utilisé ; pièces de structure d'avion, visserie	
	T-A6V6E ou TiAl6V6Sn	T1 T3	105 125	95 111	12 10	variante du T-A6V traitements thermiques possibles	
zinc	**Z-A4** (zamak 3) **ZnAl4 ou ZP3**	Y4	28	20	10	carters, poignées, carburateurs, micromécanique	pièces mécaniques
	Z-A4U1 (zamak 5) **ZnAl4Cu1 ou ZP5**	Y4	33	25	5	bagues, engrenages… fusion à 380 °C	pièces de frottement
	Z-A4U3 (zamak 2) **ZnAl4Cu3 ou ZP2**	Y4	36	27	5	variante plus dure	résistance et dureté

Entre parenthèses : ancienne désignation. Y4 : moulage sous pression (page169). 1 daN/mm² = 10 MPa.

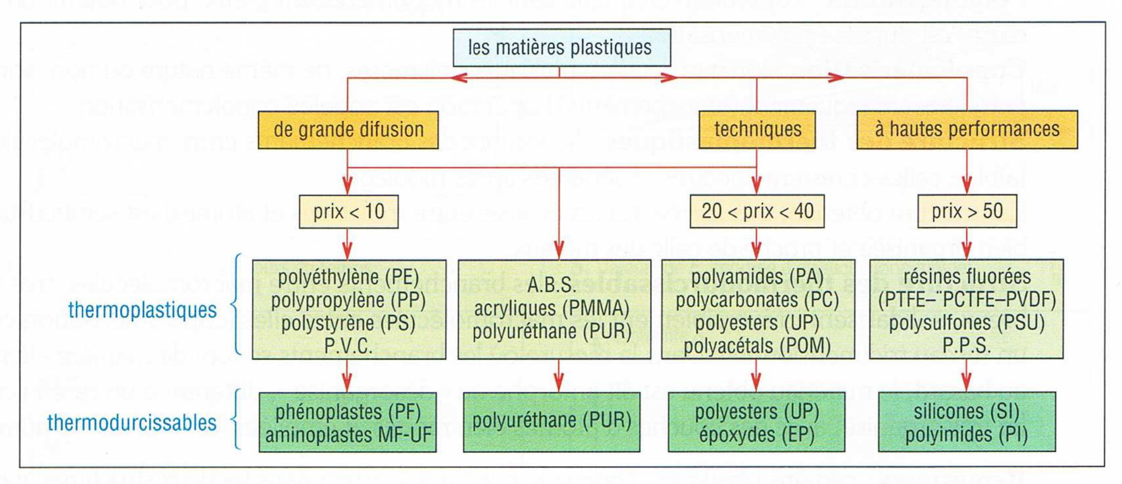
Principales autres familles de métaux non ferreux et leurs alliages					
métaux		symbole	densité	fusion	observations
magnésium		Mg	1,74	650 °C	C'est le plus léger des métaux structuraux (bâtis…) classé dans la catégorie des alliages légers ; rapport résistance/poids élevé ; grande capacité d'amortissement ; résistance moyenne à la corrosion. Deux familles : les alliages avec zirconium (meilleures plasticité et résistance à la corrosion) et ceux sans. L'Al favorise Rr, Zn le moulage et Th les propriétés à température élevée… Désignation (NF EN 1754) analogue à l'aluminium : EN-M…
zinc		Zn	7,13	420 °C	Bonne résistance à la corrosion, mise en œuvre facile en fonderie (basse température de fusion, retrait très faible, pièces complexes à parois minces, avec tolérances serrées « 0,01 à 0,1 mm », sans reprise d'usinage et sous cadences élevées). Principales nuances (fonderie) : zamaks (2, 3, 5) et kayems (1 et 2). Désignations (NF EN 12844) : ZP2, ZP3, ZP5, ZP6, ZP8, ZP12, ZP16, ZP27 pour pièces moulées. Autres utilisations : zinc laminé pour le bâtiment (couverture), poudres et revêtements contre la corrosion (métallisation, galvanisation, zingage, shérardisation, peintures…)
nickel		Ni	8,9	1 453 °C	Métal blanc brillant, propriétés analogues à l'acier avec une meilleure résistance à la corrosion. Les alliages résistent à la corrosion, sont résilients et supportent des températures élevées (superalliages pour l'aviation…) en résistant au fluage.
cobalt		Co	8,8	1 495 °C	Métal blanc, reflet bleuté ; alliages nombreux et complexes : superalliages réfractaires, stellites pour outils, invar, vitallium…
métaux réfractaires	molybdène	Mo	10,22	2 610 °C	Avec le rhénium qui fond à 3 170 °C ; densités élevées ; températures de fusion très élevées. Ils sont adaptés à un service ou un travail à très haute température (1 600 °C…). Applications : outils de coupe ; moteurs d'avions ; engins spatiaux ; énergie nucléaire ; écrans, trépans, électrodes…
	tantale	Ta	16,6	2 996 °C	
	tunsgtène	W	19,25	3 410 °C	
	niobium	Nb	8,66	2 468 °C	
métaux précieux	or	Au	19,3	1 063 °C	Facile à former ; c'est le plus malléable de tous les métaux (1 gramme d'or peut être étiré en un fil de plusieurs kilomètres). L'or en vente est généralement allié au cuivre ou titré. L'or à 24 carats (ou 1 000/1 000e) est sans cuivre, celui à 22 carats contient 92,0 % d'or ; à 20 carats, 84 % ; 18 carats, 75 %. Une once vaut 31,1 g.
	argent	Ag	10,5	961 °C	De tous les éléments c'est le meilleur conducteur de la chaleur et de l'électricité. Sa malléabilité est comparable à celle du cuivre.
	platine	Pt	21,5	1 769 °C	Bijouterie, pots catalytiques, chirurgie dentaire, thermocouples…
étain		Sn	5,7 ou 7,3	231,9 °C	Basse température de fusion ; résistance et dureté faibles ; très malléables ; résiste à la corrosion. Il existe sous forme d'étain gris (d = 5,75) et d'étain blanc (d = 7,31). L'étain blanc se transforme en étain gris si $t < 13,2$ °C.

18 MATIÈRES PLASTIQUES ET ÉLASTOMÈRES

OBJECTIFS

- Indiquer les propriétés et décrire les caractéristiques des principales familles de matières plastiques et d'élastomères.
- Retenir les désignations et les principales nuances normalisées.

Produites essentiellement à partir du pétrole, les matières plastiques sont l'un des symboles du XXe siècle et sont présentes partout : automobile, aéronautique, biens de consommation et d'équipement, bureautique, audiovisuel, emballages,…
La bakélite (1909) est le plus ancien plastique entièrement synthétique.
Le terme « plastique » décrit une grande variété de composés organiques obtenus par synthèse chimique. Il existe également des plastiques naturels : poix, bitume, brai, résines, laques, ambre, écaille, corne…



1. Principales matières plastiques.

I – Propriétés générales et structures

1. Principales caractéristiques

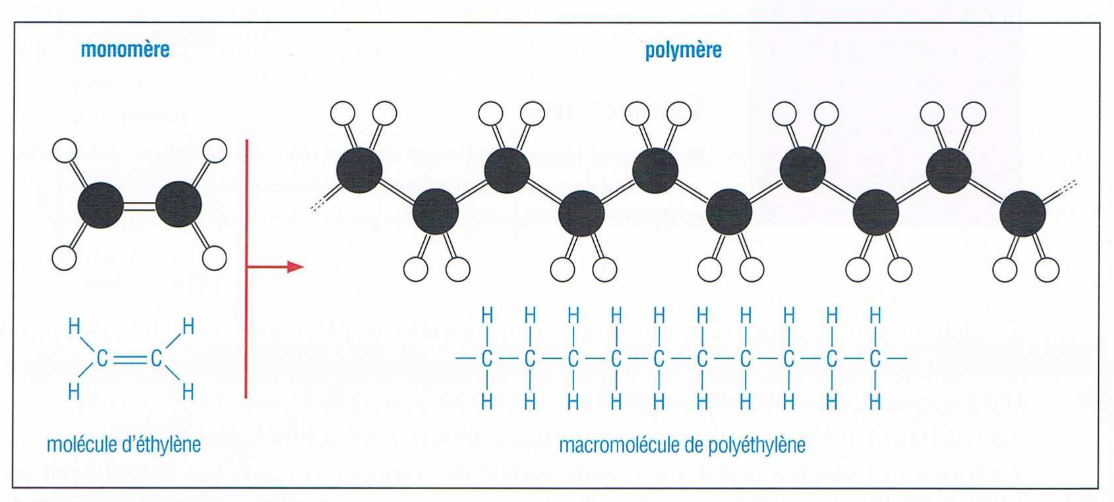
Faible densité (0,9 à 2,2), bonnes qualités d'isolation électrique et thermique, bonne résistance à un grand nombre de produits chimiques, pas d'oxydation comme certains métaux et ont un rapport volume/prix intéressant.
Inconvénients : parfois inflammables ; sensibles aux rayons ultra violets ; à l'humidité et non facilement recyclables.

2. Structures moléculaires

Les plastiques, ou « polymères », sont élaborés par synthèse chimique (construits chimiquement) à partir de molécules de base, appelées monomères.

Monomères : ce sont les unités chimiques de base, ou molécules, des matières plastiques. Ils sont construits autour des atomes de carbone (C), d'hydrogène (H), d'oxygène (O), d'azote (N), chlore (Cl), soufre (S), fluor (F)...

Polymères : sous l'action de la pression, de la chaleur et d'un catalyseur, les molécules, ou monomères, se regroupent entre elles pour former de longues chaînes appelées polymères, ou macromolécules. Une macromolécule peut contenir de plusieurs centaines à plusieurs millions de monomères.



2. Structure moléculaire du polyéthylène.

Polymérisation : l'opération chimique liant les monomères entre eux, pour obtenir un polymère, est appelée polymérisation.

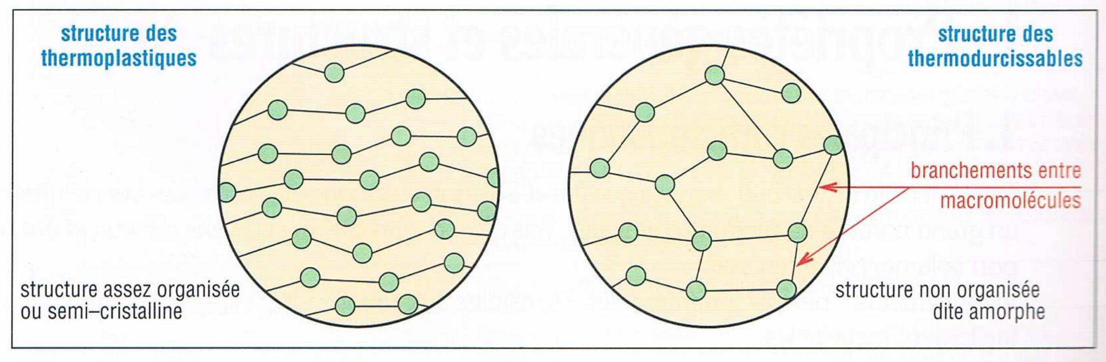
Copolymérisation : lorsque deux ou plusieurs polymères, de même nature ou non, sont liés entre eux chimiquement (branchements) l'opération est appelée copolymérisation.

Structure des thermoplastiques : le nombre des branchements entre macromolécules est faible ; celles-ci restent linéaires et séparées après moulage.

La structure obtenue, très serrée (forces élevées entre molécules et atomes) est semi-cristalline, bien organisée et proche de celle des métaux.

Structure des thermodurcissables : les branchements entre macromolécules, très nombreux, solidarisent irréversiblement les macromolécules entre elles (copolymérisation créant un réseau tridimensionnel). Dans la mesure où les branchements se font de manière aléatoire, au hasard, le matériau obtenu est dit amorphe ou « désorganisé », différent d'un réseau cristallin très organisé, avec des couches d'atomes bien rangés et empilées les unes sur les autres.

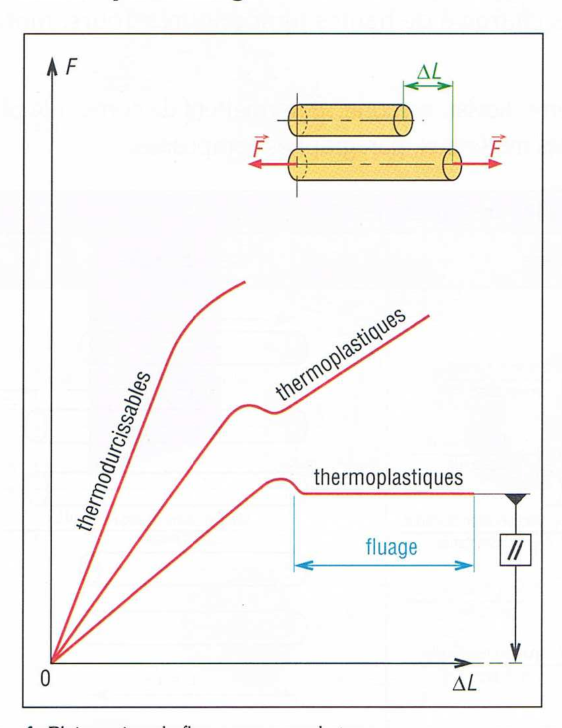
Remarques : certains plastiques, comme le polyester, existent dans les deux structures, thermodurcissable et thermoplastique.



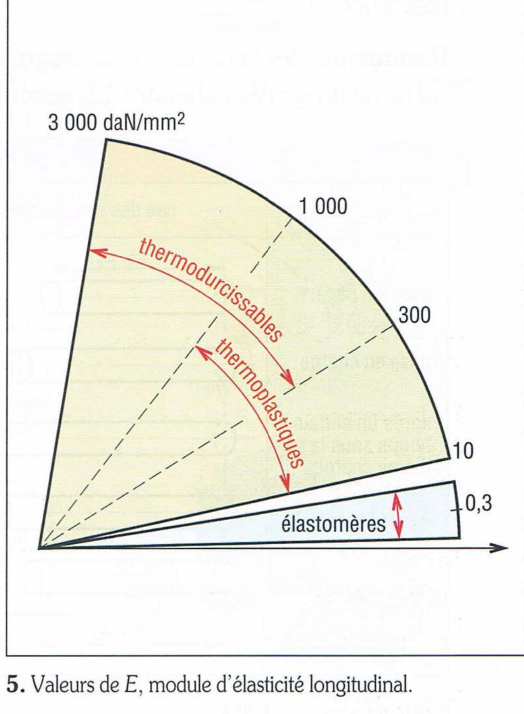
3. Structure des matières plastiques.

3. Propriétés mécaniques

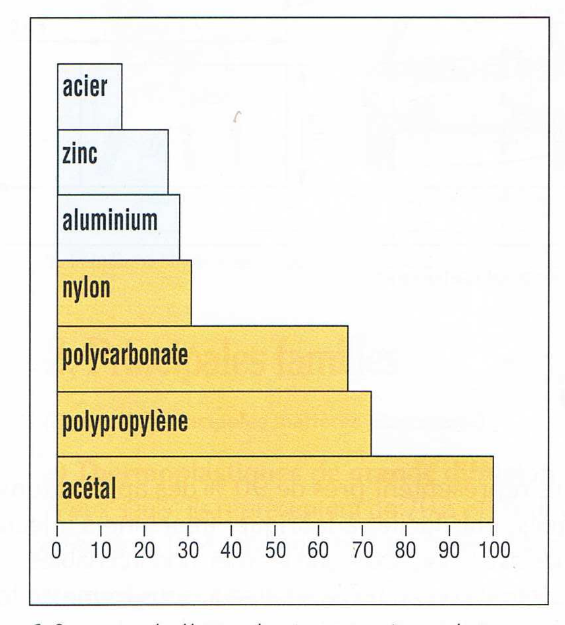
Le comportement mécanique des plastiques est différent de celui des métaux. Il dépend de la structure, de la composition, du mode de fabrication, de la forme de la pièce, de la température, du temps et de l'humidité.
Le pourcentage d'allongement (A%) est plus faible pour les thermodurcissables (< 1%, se déforment peu avant rupture, sont plus fragiles et plus sensibles aux chocs) qui présentent aussi, en général, une dureté plus élevée.
La résistance en compression est souvent plus élevée que la résistance en traction : 50 à 100 % pour les thermoplastiques, parfois plus de 100 % pour les thermodurcissables.
Sous charge, les plastiques se déforment instantanément dans un premier temps, comme un ressort, puis, contrairement au ressort, continuent à se déformer progressivement au cours du temps (« déformation retardée »). C'est le fluage, sorte d'écoulement très visqueux qui dure autant que la charge.



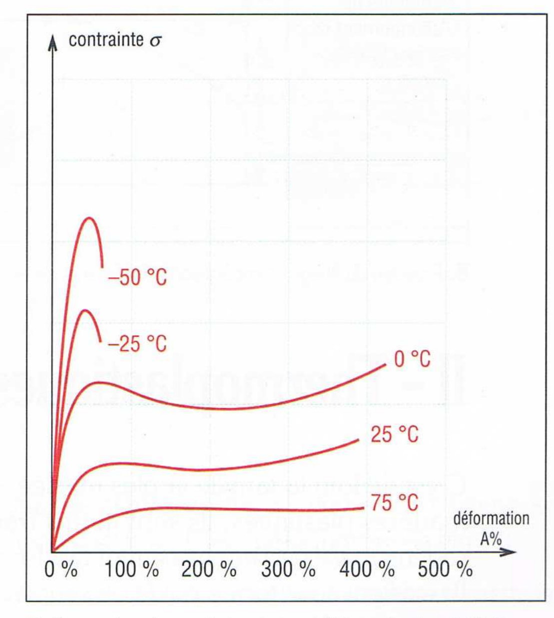
4. Phénomène de fluage au cours du temps.



5. Valeurs de E, module d'élasticité longitudinal.



6. Comparaison des dilatations thermiques entre métaux et plastiques.

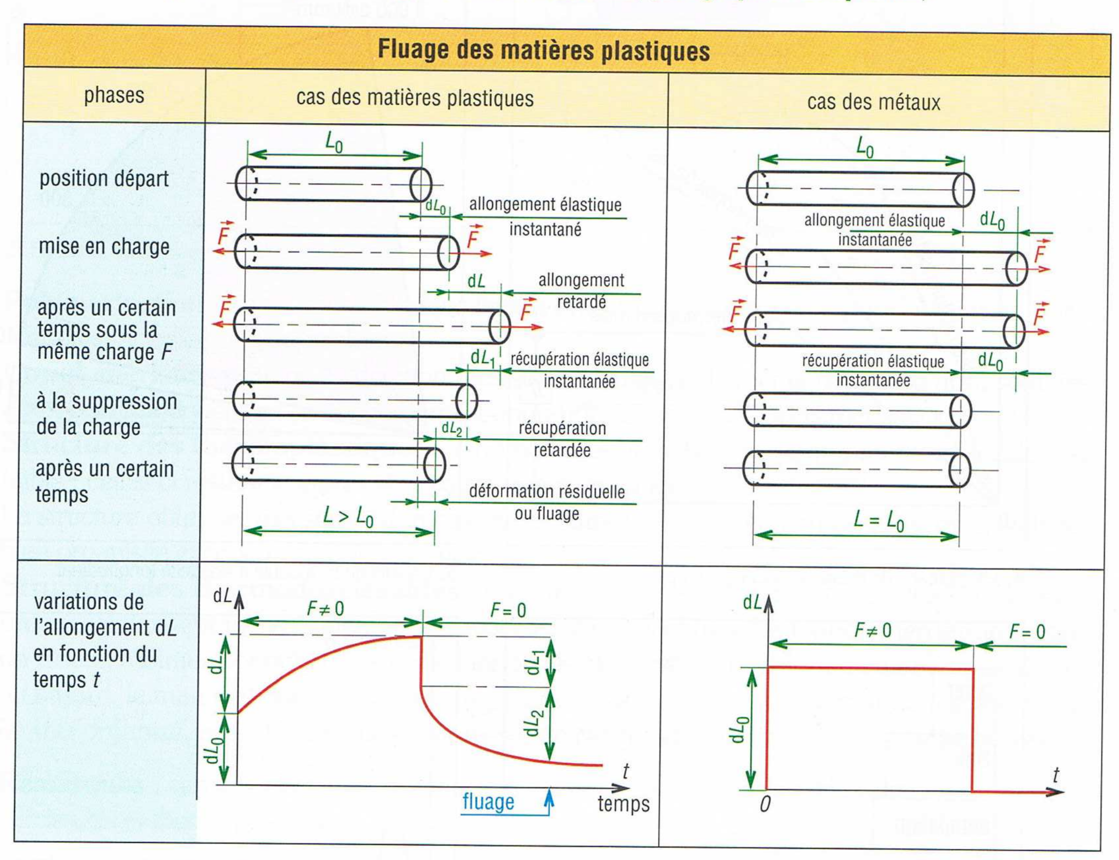


7. Comparaison des courbes contraintes /déformation du polyéthylène.

4. Phénomène de fluage

Le fluage est l'une des caractéristiques essentielles des matières plastiques. Il peut être mis en évidence par un essai de traction.
À la mise en charge de l'éprouvette, un allongement dL_0 se produit instantanément. Si la charge (F) est maintenue, l'éprouvette continue progressivement de s'allonger au cours du temps (allongement retardé).
Plus la température est élevée, plus le phénomène est accentué.
Si la charge F est supprimée, le phénomène s'inverse, l'éprouvette récupère rapidement une partie de l'allongement réalisé (récupération instantanée), puis progressivement et plus lentement une autre partie (récupération retardée).
La déformation résiduelle qui subsiste mesure le fluage.
La destruction des liaisons, le glissement entre les macromolécules, le frottement interne retardant les déformations sont les principales causes du fluage. Le phénomène apparaît également pour des métaux travaillant sous charge à de hautes températures (fours, moteurs, réacteurs...).

Remarque : les fibres de renforcement (verre, kevlar, carbone...) permettent de corriger le phénomène de fluage (Voir chapitre 13, généralités matériaux, paragraphes composites).



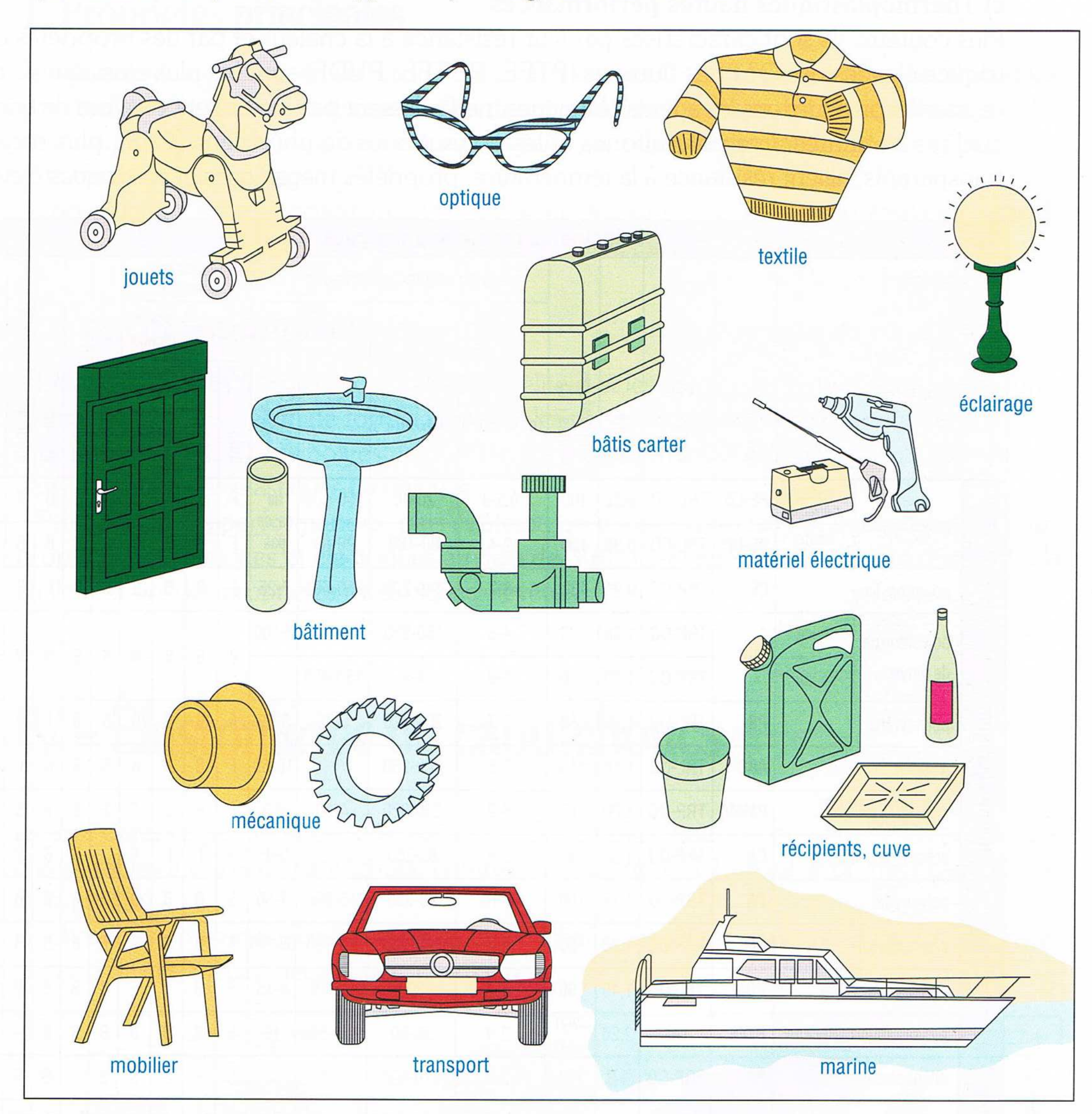
8. Principe du fluage, comparaison avec les métaux se déformant élastiquement.

II - Thermoplastiques

C'est de loin la famille la plus utilisée : ils représentent près de 90 % des applications des matières plastiques. Ils sont moins fragiles, plus faciles à fabriquer (machine à injecter et cadences élevées) et permettent des formes plus complexes que les thermodurcissables.
Ils existent sous forme rigide ou souple, compact ou en faible épaisseur, sous forme de feuille très mince (film...), de revêtement, expansé ou allégé...

1. Propriétés principales

Ils ramollissent et se déforment sous l'action de la chaleur. Ils peuvent, en théorie, être refondus et remodelés un grand nombre de fois tout en conservant leurs propriétés ; ils sont comparables à la cire ou à la paraffine.
Insensibles à l'humidité, aux parasites, aux moisissures (sauf polyamides) ils peuvent être fabriqués dans une gamme de couleurs très étendue.
Inconvénients : fluage élevé ; coefficient de dilatation linéaire élevé, entraînant un retrait important au moment du moulage ; combustible ; sensibles aux ultraviolets ; électrostatiques, qui « attirent les poussières » ; pas toujours agréables au toucher.



9. Familles d'objets utilisant des matières plastiques.

2. Principales familles

(Figure 1 : principales matières plastiques.)

a) Thermoplastiques de grande diffusion

À eux seuls, ils représentent de 70 à 80 % du total des plastiques mis en œuvre. On y trouve les polyéfines (polyéthylène, polypropylène), le polystyrène et les PVC (polyclhorure de vinyle).

Remarque : les ABS (acronytrile-butadiène-styrène) et les acryliques (polyméthacrylate de méthyle) sont, par leur prix et leur diffusion, à mi-chemin entre les précédents et les plastiques techniques.

b) Thermoplastiques techniques

Les polyamides, proche du nylon textile, sont les plus utilisés du groupe : ils comportent de nombreuses variantes, de bonnes caractéristiques mécaniques, et une bonne tenue aux températures.

Les polycarbonates sont transparents et résistants aux chocs (verres correcteurs, vitrage anti-effraction…).

Les polyesters, voisins des fibres textiles polyesters, sont transparents et imperméables aux gaz (applications voisines des polyamides).

Les polyacétals résistent à la fatigue, à l'eau et aux solvants (lave-linge, lave-vaisselle…).

c) Thermoplastiques hautes performances

Plus coûteux, ils sont caractérisés par leur résistance à la chaleur et par des propriétés électriques élevées. Les résines fluorées (PTFE, PCTFE, PVDF) sont les plus classiques ; elles résistent à presque tous les agents chimiques, ne vieillissent pas, ne brûlent pas, ont de bonnes qualités frottantes. Les polysulfones et les polysulfones de phénylène (PPS), plus récents, transparents, allient résistance à la température, propriétés mécaniques et électriques élevées.

Principales matières plastiques

			symbole	aspect (1)	densité	températures limites (°C)	caractéristiques mécaniques R_r (daN/mm²)	E (daN/mm²)	A%	chocs IZOD entaillés	résistance chimique – acides – forts (2)	faibles (2)	bases alcalis – forts (2)	faibles (2)	solvants (2)	huiles (2)	usinage (2)	moulage (2)	exemples d'emploi (3)
thermoplastiques	polyéthylène	basse densité	PE-LD	TRL-OQ	0,92	100	0,5-3	20-40	200-600	ne casse pas	F	B	B	B	B	B	B	B	①②
		haute densité	PE-HP	TRL-OQ	0,96	120	2-4	80-180	20-80		F	B	B	B	B	B	B	B	③④
	polypropylène		PP	TRP-OQ	0,91	130	3-7	140-200	250-600	7-25	F	B	B	B	B	B	B	B	①③⑥
	polychlorure de vinyle	rigide	PVC	TRP-OQ	1,38	70	4-6	150-350	5-80	2-100	B	B	B	B	S	B	B	B	①③
		souple		TRP-OQ	1,20	70	1-3	1-4	150-450										①
	polystyrène		PS	TRL-OQ	1,05	80	3-7	200-320	5-75	3-20	F	B	B	B	S	B	F	B	①②③⑤
	ABS*		ABS	TRL-OQ	1,10	110	3-6	200-250	10-50	10-50	F	B	B	B	S	B	B	F	①②③
	poly (méthacrylate de méthyle)		PMMA	TRP-OQ	1,20	85	5-9	220-320	4-10	2-3	F	B	S	F	F	B	B	S	②③⑤⑥
	acétate de cellulose		CA	TRP-OQ	1,30	90	3-6	80-250	20-50	6-45	S	F	F	F		B	B	B	①②③⑤
	polyamide		PA	TRP-OQ	1,15	160	5-10	90-280	15-300	3-50	S	B	B	B	B	B	B	B	①③④
	polycarbonate		PC	TRP-OQ	1,20	130	5-7	240-280	80-120	65-100	F	B	S	F	F	B	B	B	①②⑤
	polyoxyméthylène		POM	TRL-OQ	1,40	90	6-7	300	35-75	5-15	S	B	F	F	B	B	B	B	①③④
	polytétrafluoroéthylène		PTFE	OQ	2,20	+260 −200	2-4	35-80	250-500	16	B	B	B	B	B	B	B	–	④⑥
thermodurcissables	phénoplastes**		PF	TRP-OQ	1,3	190	3-6	270-800	1-3		S	F	S	S	S		B	B	①②
	polyesters		UP	TRP-OQ	1,2	190	5-15	280-400	1-3	8-100	S	F	S	F	F		F	B	②③
	polyépoxydes		EP	TRL-OQ	1,5	280	2-12	250-400	2-15	2-50	F	B	F	B	B	B	B	B	②③⑥
	polyimides		PI		1,6	250	2-10	250-500	2-10		B	B	B	B	B	B	B	B	①⑦
	silicones		SI	OQ	1-2	230	2-5	350-800	1-5		F	B	F	F	F	F	F	B	⑦

(1) TRL : translucide
TRP : transparent
OQ : opaque

(2) B : bon
F : faible à moyen
S : mauvais (soluble)

(3) ①: pièces mécaniques (engrenages, cames, rotors)
②: petits carters, boîtiers, jouets, petit outillage
③: grands bâtis, cuves, containers, réservoirs, coques
④: pièces de frottement (coussinets, paliers, glissières)
⑤: pièces pour l'optique (vitres, luminaires, diffuseurs)
⑥: applications chimiques, thermiques
⑦: enrobage, étanchéité, isolant

* acrylonitrile styrène acrylate
** résine phénol formaldéhyde

III - Thermodurcissables

Ils ne ramollissent pas et ne se déforment pas sous l'action de la chaleur. Une fois créés il n'est plus possible de les remodeler par chauffage.
Au moment de la mise en œuvre, ils ramollissent dans un premier temps, puis durcissent de manière irréversible sous l'action prolongée de la chaleur (comparable à la cuisson du blanc d'œuf).

1. Propriétés principales

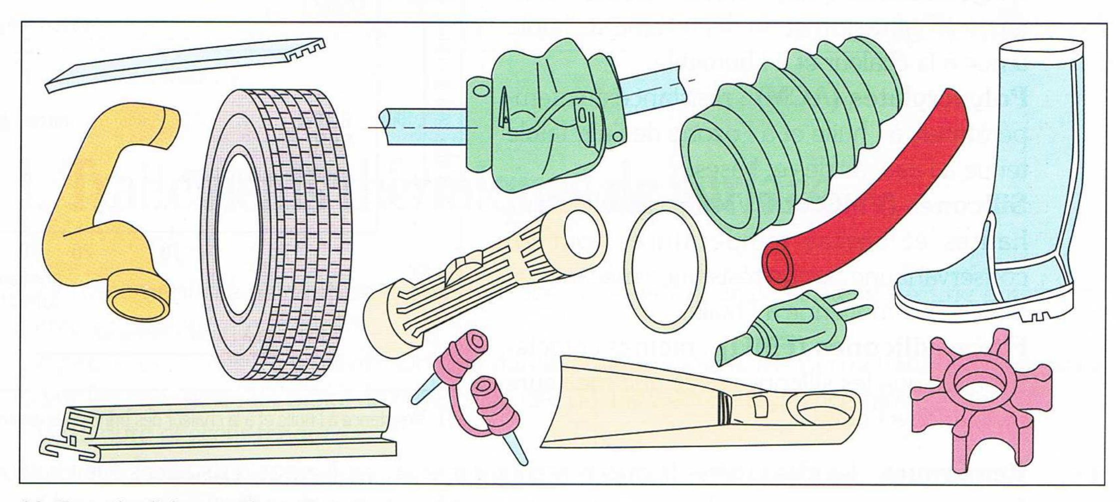
Ils présentent une bonne tenue aux températures élevées (> 200 °C), aux attaques chimiques, une meilleure résistance au fluage que les thermoplastiques (conservent une meilleure stabilité dimensionnelle dans le temps), une bonne rigidité pour un prix de matière première peu élevé et faible retrait au moulage.
Inconvénients : mise en œuvre moins pratique et plus lente que les thermoplastiques ; pas de moulage par injection et cadences de fabrication assez faibles.

2. Principales familles

– Les phénoplastes (PF) noirs ou bruns (« bakélite ») et les aminoplastes blancs ou crème (urée formaldéhyde UF, mélamine-formol MF) sont les plus courants et les moins coûteux.
– Les époxydes (EP), les polyesters (UP) et les polyuréthannes (PUR) peuvent être classés dans le groupe des plastiques techniques.
– Pour les hautes performances, plus coûteux, on a les polyimides PF, qui conservent leurs propriétés mécaniques et électriques au delà de 300 °C, et les silicones SI, qui résistent à la chaleur et ont des propriétés mécaniques élevées.

IV - Élastomères ou caoutchoucs

Ils sont obtenus par synthèse chimique, comme les plastiques, et possèdent des propriétés comparables à celles du caoutchouc naturel. Le néoprène (1930) fut le premier caoutchouc de synthèse.
Applications : pneumatiques, courroies, tapis, tuyaux, amortisseurs, joints d'étanchéité, revêtements divers, pièces mécaniques, chaussures...



10. Exemples d'objets en élastomères ou en caoutchoucs.

1. Principales caractéristiques

La propriété la plus remarquable est l'élasticité ou la capacité à s'allonger sans se rompre (A% très élevé, jusqu'à 1 000 %). À l'opposé le module d'élasticité longitudinal E reste très petit (< 10 N/mm^2 : près de 200 000 pour les aciers) traduisant une faible rigidité.

2. Caoutchoucs vulcanisés (réticulés)

Ce sont les plus traditionnels. La vulcanisation consiste à incorporer du soufre au caoutchouc afin d'améliorer la résistance tout en maintenant l'élasticité. Ils peuvent être extrudés ou moulés. **Principales nuances** : caoutchouc naturel, nitrile (NBR), butyl, chloroprène, EPDM (éthylène propylène), SBR (styrène-butadiène), Fluorés (FPM).

Principaux élastomères vulcanisés

		caoutchouc naturel NR	butadiène styrène SBR	acrylonitrile butadiène NBR	butyl IIR	chloroprène (néoprène) CR	éthylène propylène EPM-EPDM
propriétés mécaniques	traction	+++	++	++	0	++	+
	déchirement	++	+	0	0	+	++
	abrasion	+++	++	++	+	+	++
	compression	++	++	+++	+	+	++
	résilience	+++	++	0	0	++	0
	flexion	++	++	++	++	++	0
résistance au vieillissement	ozone-intempéries	+	+	+	++	++	+++
	chaleur	+	+	+	++	+	+++
	froid	+++	++	0	+	0	+++
	flamme	0	0	0	0	++	0
résistance chimique	huiles	0	0	+++	0	++	0
	solvants	0	0	+++/0	0/+	0	0
	eau	++	++	++	++	+	+++
	imperméabilité aux gaz	+	+	++	+++	+	0
	acides faibles	++	++	+	+++	++	+++
	acides forts	+	+	0	+++	+	+++

3. Caoutchoucs thermoplastiques

Plus récents, ils ont les qualités des élastomères vulcanisés haut de gamme avec en plus la simplicité de mise en œuvre des plastiques thermoplastiques (moulage par injection, pas de vulcanisation).

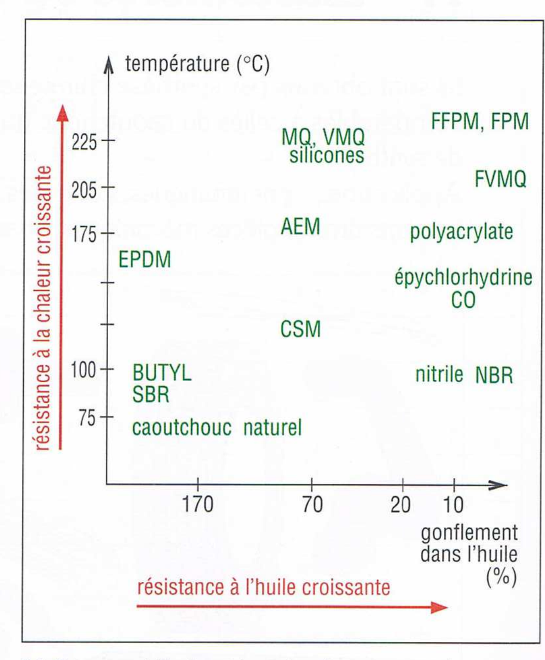
Principales nuances :

Polyuréthane (AU) : grande dureté, résistance à l'abrasion et au déchirement, faible tenue à la chaleur et à l'humidité.

Polyacrylates (ACM) : résistance aux températures, à l'huile et à l'ozone de l'air, faible tenue à l'eau, acides et bases.

Silicones (VMQ et PVMQ) : résistent aux hautes et basses températures tout en conservant une bonne résistance mécanique, mais tenue moyenne à l'huile.

Fluorosilicones (FMQ) : mêmes caractéristiques que les silicones avec une meilleure résistance à l'huile.



11. Résistance à l'huile et à la chaleur des principaux élastomères.

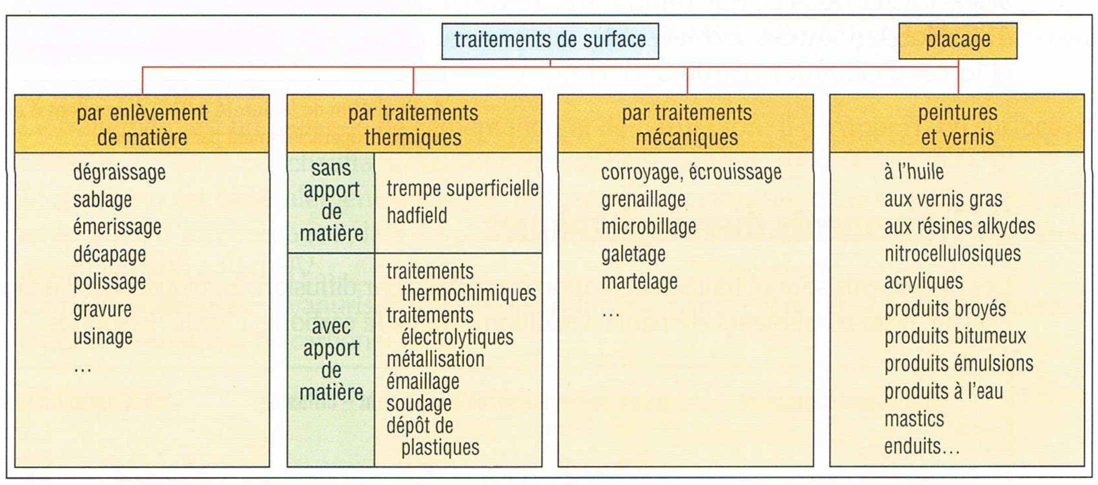
Remarques : les élastomères fluorés présentent une des meilleures résistances à la chaleur, aux hautes températures et aux fluides, particulièrement dans l'air et dans l'huile. Voir page 416.

19 TRAITEMENTS DE SURFACE

Objectifs

- Indiquer les principaux traitements de surface et donner les caractéristiques des traitements thermiques de surface, des traitements électrolytiques, de la métallisation…
- Fournir des éléments sur les peintures et les vernis.

Les traitements de surface sont utilisés pour modifier les caractéristiques de la surface d'une pièce dans le but de lui donner des qualités nouvelles : améliorer les propriétés mécaniques (dureté, frottement, résistance à l'usure, au grippage, à la fatigue…), la résistance à la corrosion, l'esthétique et certains comportements (conductivité électrique, réflexion de la lumière, conduction de la chaleur, isolation thermique ou aux rayonnements…).



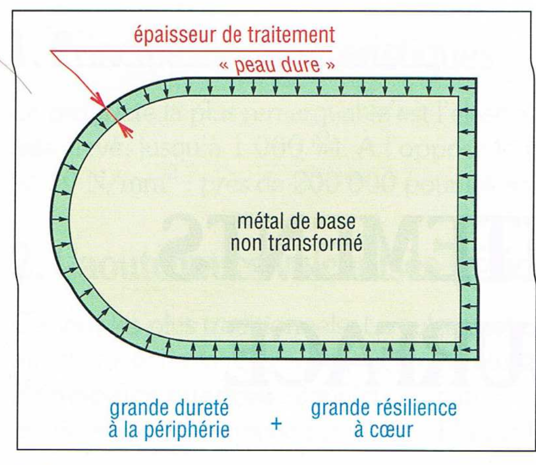
1. Traitements de surface.

I. Traitements thermiques de surface

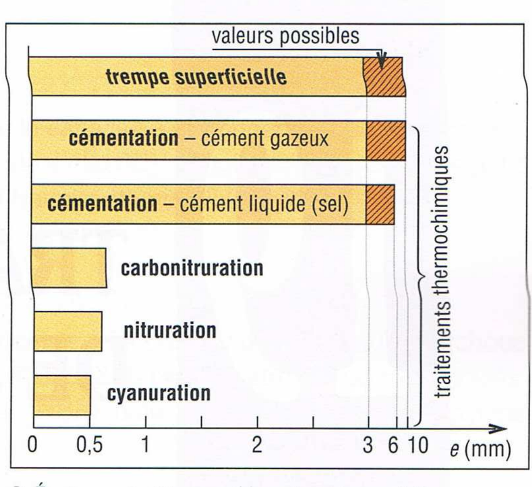
Les traitements se développent de la surface vers l'intérieur de la pièce sur une couche de faible épaisseur.

Le plus souvent ces traitements sont des durcissements superficiels permettant de conserver à cœur les propriétés du métal de base, avec une ductilité et une résilience plus élevées : « peau dure et cœur tendre ».

Ils évitent l'emploi d'aciers fortement alliés en rendant possible l'utilisation d'aciers moins coûteux comme certains C et certains aciers faiblement alliés.



2. Principe des traitements de surface.



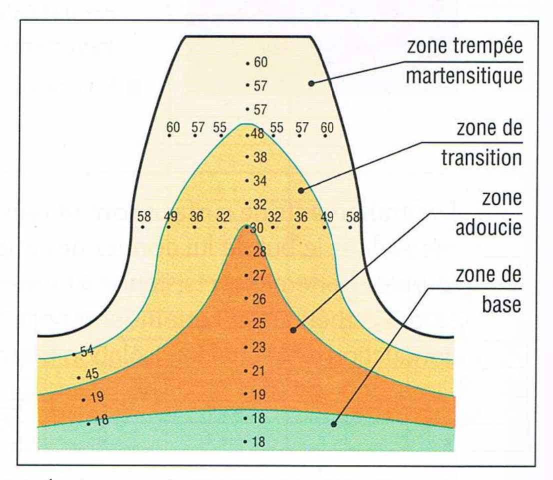
3. Épaisseurs traitées possibles suivant le procédé.

1. Trempe superficielle

C'est une trempe réalisée uniquement en surface. Le chauffage est effectué par induction (traitements locaux, formes irrégulières : cames, dents...) ou au chalumeau (grandes pièces) et le refroidissement par aspersion ou immersion.

Le procédé est bien adapté à la fabrication en série : portées de vilebrequin, arbres à cames, dents d'engrenage...

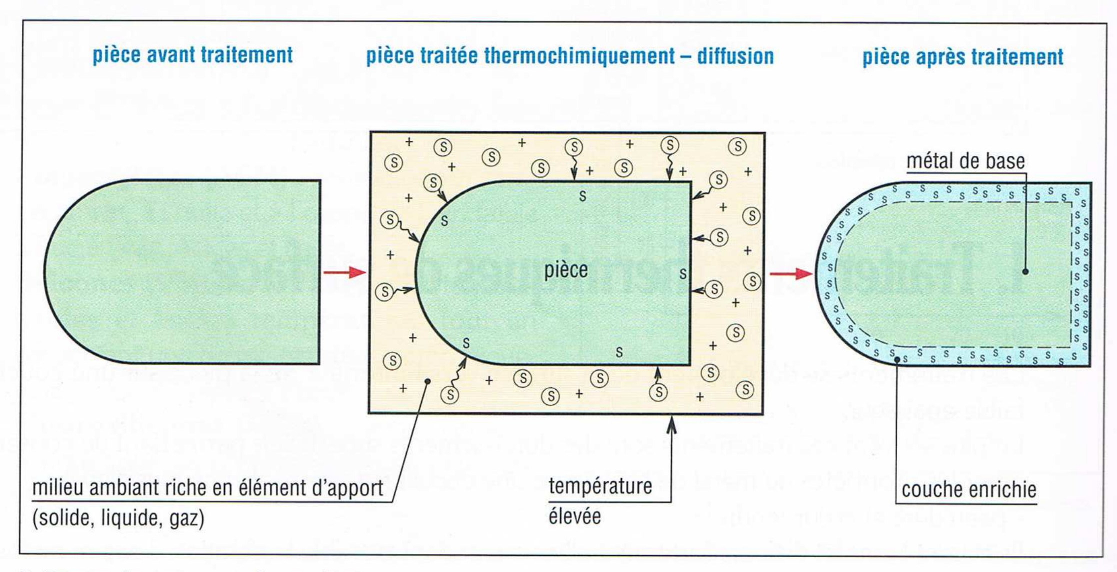
Matériaux utilisés :
aciers (3C42 (XC42), 35CrMoS4, 42CrS4, 42CrMoS4, 45MnS4, 52MnS4...)
et fontes (FGL300, FGS600-3, S. N35...).



4. Évolution de la dureté (HRC) d'une dent d'engrenage trempée superficiellement par induction.

2. Traitements thermochimiques

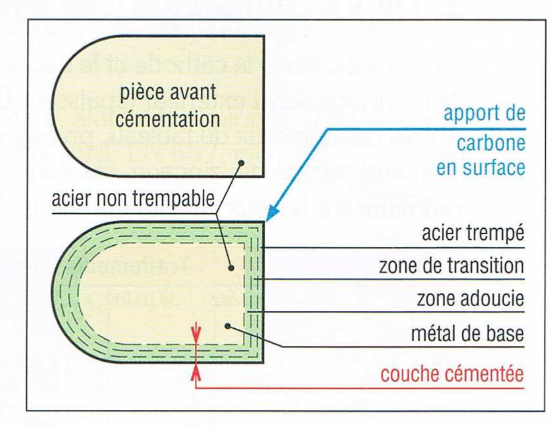
Les traitements sont obtenus avec apport en surface par diffusion chimique, sous l'action de la chaleur, d'un ou plusieurs éléments d'addition comme le carbone, l'azote, le soufre...



5. Principe des traitements thermochimiques.

a) Cémentation

Traitement le plus classique, il consiste en un apport de carbone dans la surface de la pièce, suivi d'un durcissement par trempe. Pendant le traitement, la pièce est maintenue en contact avec un corps, solide, liquide ou gazeux, riche en carbone.
L'enrichissement de la surface en carbone rend possible la trempe des aciers utilisés, non trempables au départ. Duretés atteintes : 800 à 850 HV.



6. Principe de la cémentation.

Aciers utilisés : 2C10, 2C22 (températures de cémentation élevées ≈ 925 °C) ; 10NiCr6, 16NiCr6, 20 NiCr6, 18NiCrMo6, 16MnCr5, 20MnCr5, 18CrMo4 (températures plus basses et caractéristiques à cœur supérieures)…
Inconvénient : les pièces traitées ont tendance à se déformer et à gauchir.
Procédés dérivés : shérardisation (apport de zinc protégeant contre la corrosion), calorisation (apport d'aluminium, utilisé en décoration)…

b) Nitruration

Elle donne une plus grande dureté que la cémentation et amène moins de risques de déformations et de gauchissement des pièces traitées.
Elle est obtenue par diffusion d'azote en surface (pièce en contact avec de l'ammoniaque craquée NH_3 vers 560 °C), suivi d'un refroidissement lent.
Le durcissement n'est pas obtenu par trempe superficielle mais par formation de nitrures (fer, chrome et aluminium). Duretés atteintes : 1 100 à 1 200 HV.
Matériaux utilisés : aciers faiblement alliés (généralement trempés et revenus à cœur) : 32CrMoV9, 32CrMoV12-10, 34CrAlNi7…
Inconvénients : coût élevé de l'équipement et mise en œuvre plus délicate que les autres procédés.

c) Carbonitruration

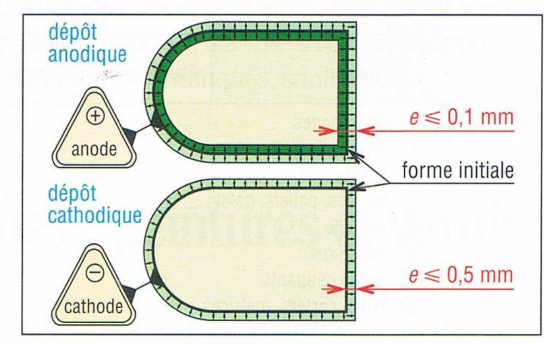
Le traitement est un mélange de cémentation et de nitruration. Il y a apport, en surface, de carbone et d'azote par chauffage dans une atmosphère gazeuse, entre 600 et 900 °C.
L'opération est généralement suivie par une trempe, parfois par un refroidissement lent ; avec 15 % d'ammoniaque, la trempe n'est pas nécessaire ; elle l'est avec 1 %. Duretés atteintes : 900 à 950 HV.
Procédés dérivés : cyanurisation (carbone remplacé par le cyanure), sulfocarbonitruration (apport de soufre et de carbone)…

II – Traitements électrolytiques

Deux cas sont possibles : le dépôt ou l'attaque anodique et le dépôt cathodique.

1. Dépôt anodique (électrolyse anodique)

La pièce est liée à l'anode et la formation du composé en surface se développe à la fois vers l'intérieur et vers l'extérieur de la surface traitée (épaisseur 0,01 à 0,1 mm environ).



7. Principe de déposition des traitements électrolytiques.

2. Dépôt cathodique (électrolyse cathodique)

La pièce est liée à la cathode et le dépôt de matière (métal d'apport) se développe uniquement de la surface vers l'extérieur (épaisseur 0,5 mm environ).
Autres cas que ceux du tableau, protégeant contre la corrosion et pour décoration : chromage (non dur), nickelage, zingage, étamage, cuivrage (sert de « sous couche »), cadmiage (dépôt de cadmium sur ferreux et cuivreux, pour visserie et boulonnerie), dorure (or)…

Traitements de surface par traitements thermiques

	traitement	élément d'apport	matériaux traités	épaisseur traitée (mm)	température (°C)	propriétés principales : amélioration de : densité en surface	résistance à l'usure – abrasion	résistance au grippage	résistance à la corrosion	résistance à la fatigue	pression de contact admissible	diminution du frottement	(*) exemples d'emploi
transformation de structure	trempe superficielle	aucun	ferreux		$A_3 + \theta$ $50 < \theta < 200$	+	+			+	+		①②③
transformation de structure	hadfield-HEF	aucun	aciers au manganèse		190	+	+				+		②③④
traitements thermochimiques	cémentation	carbone	aciers de cémentation	0,5 à 1	925 à 950	+	+			+	+		①②③④
traitements thermochimiques	nitruration	azote	aciers de nutrition + fontes	0,1 à 0,5	550	+	+		+	+			①②③④⑥
traitements thermochimiques	carbonitruration	carbone + azote	aciers cém. et nitrur.	0,05 à 0,5	600 à 900	+			+	+			①②⑤
traitements thermochimiques	sulfonitrituration	soufre + azote	tous les ferreux	0,02 à 0,03	570		+	+	+				①②④⑤
traitements thermochimiques	phosphatation	phosphates	ferreux aluminium	0,003 à 0,015	40 à 90		+	+				+	④⑧
traitements thermochimiques	boruration	borures	ferreux	0,05 à 0,35			+	+					⑥⑦
traitements thermochimiques	chromisation dure	chromes (carbures)	aciers fontes	0,01 à 1			+	+					⑥⑦
traitements électrolytiques – anodiques	anodisation dure	alumines Al_2O_3	aluminium	0,05 à 0,06		+	+					+	②③⑥
traitements électrolytiques – anodiques	sulfinuzation (basse température)	FeS	ferreux	0,007 à 0,008	190		+	+				+	①②③
traitements électrolytiques – cathodiques	chromage dur	chrome	aciers, alu. cuivreux, zinc	0,01 à 0,5	< 100		+	+	+			+	⑨②④⑩
traitements électrolytiques – cathodiques	forez	[Cu + Sn]	ferreux	0,03 à 0,15	570				+			+	①②④⑥
traitements électrolytiques – cathodiques	stanal	Sn	ferreux	0,01 à 0,03	570		+	+	+				②④
traitements électrolytiques – cathodiques	delsun	étain (Sn)	cuivreux	0,015	420		+	+				+	④⑧

(*) ① : engrenages
② : axes, arbres, broches
③ : cames
④ : bagues, paliers, galets
⑤ : visserie
⑥ : glissières
⑦ : outils coupants
⑧ : bâtis, carters, matrices
⑨ : pièces de frottements
⑩ : restauration de surfaces

III - Métallisation - projection thermique

Elle consiste en un dépôt de métal fondu (zinc, étain, aluminium, plomb…) ou de céramiques sur la surface à traiter. Il existe de nombreux procédés (NF EN 657, etc.).

1. Métallisation par trempage

La pièce à traiter est trempée dans un bain de métal fondu. Exemple : galvanisation ou dépôt de zinc.

2. Métallisation au pistolet, vers 2 760 °C

Le métal d'apport (barre, fil, poudre…) est fondu (résistance, flamme…), puis projeté sur la pièce par soufflage (air comprimé).

3. Métallisation au plasma d'arc, vers 16 700 °C

Elle permet des dépôts de céramique, tungstène, carbure, molybdène, nickel, chrome…
Un arc électrique entre deux électrodes chauffe un gaz (argon, …) ; il en résulte une accélération des particules du gaz (éjection supersonique). Une poudre de la matière à déposer est injectée dans le gaz puis projetée sur la pièce à traiter.

4. Métallisation en chambre fermée (vide…)

Le dépôt est effectué en phase gazeuse, par condensation ou vaporisation (plasma) et ionisation de très petites particules dans un milieu gazeux raréfié ou sous vide selon plusieurs techniques. Il est possible de revêtir pratiquement tous les matériaux, les installations sont coûteuses.
Exemples : CVD (Chemical Vapor Deposition : dépôt après réaction chimique à température élevée entre plusieurs substances gazeuses) ; PVD (Physical Vapor Deposition : dépôt par condensation après vaporisation de la substance).
Applications : semi-conducteurs, outils de coupe, verre, textile, matières plastiques, verre, papier…

IV - Dépôts particuliers

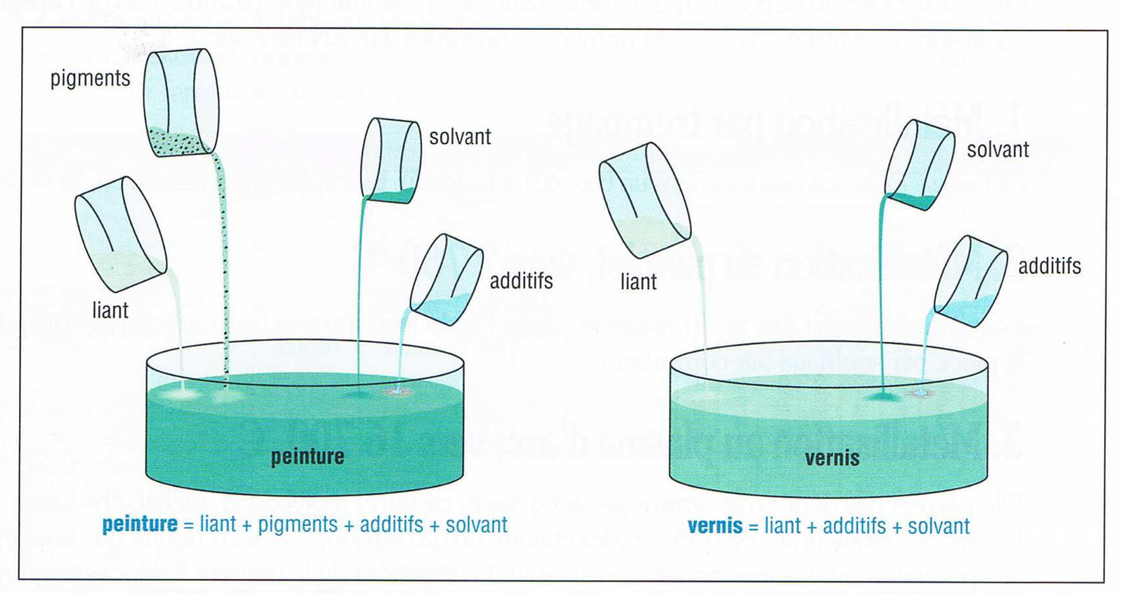
Émaillage : dépôt (≈ 800 °C) sur métal ou céramique. L'émail est un composé de verre, flux, opacifiant et colorants.
Caractéristiques : grande durabilité ; résistance aux rayures, aux agents chimiques, à la chaleur et facile à nettoyer.
Applications : sanitaire, électroménager, chimie, carrelages, panneaux décoratifs…
Vitrification (glaçage) : semblable à l'émaillage avec présence d'agents de renforcement et d'agents matifiants pour réduire le brillant. La surface est dure, facile à nettoyer, étanche à l'eau et décorative.
Applications : vaisselle, objets d'art, carrelage, instruments scientifiques, sanitaire…

V - Revêtements organiques ; peintures et vernis

Couramment utilisés, leur rôle est essentiellement protecteur (corrosion, humidité, agents chimiques…), décoratif (couleur, brillance…) et lié à l'assainissement (anti-salissures, moisissures…).

1. Constitution des peintures et des vernis

Une peinture se compose de liants, de pigments et d'additifs, destinés à améliorer les caractéristiques, le tout étant mélangé avec un solvant.



8. Principaux constituants des peintures et des vernis.

Liants : naturels ou synthétiques, ils durcissent la peinture. Leur action est comparable à celle du ciment. Ils donnent ses principales propriétés au revêtement et classent les peintures.
Principaux liants : huiles, oléorésines et résines : alkydes, phénoliques, époxydes, à l'eau, polyuréthannes, vinyliques, acryliques, cellulosiques…
Pigments : d'origine métallique, minérale ou organique (plastiques) ce sont des poudres fines insolubles ayant un pouvoir opacifiant et assurant la cohésion du film. Leurs propriétés sont très diverses : anticorrosion, anti-moisissures, incombustibilité, luminosité, phosphorescence…

Exemples : dioxyde de titane, oxyde de zinc, oxyde de plomb…

Remarque : les peintures mates ont beaucoup plus de pigments que les peintures brillantes et les vernis.

Solvants : ils donnent sa fluidité (« amincissent ») à la peinture, la rende plus facile à poser et accroissent le pouvoir de pénétration. Ils se présentent sous la forme d'un liquide volatil ayant la propriété de dissoudre totalement le liant. Ils s'éliminent au séchage.
Principaux solvants : white-spirit, eau, alcool, essence de térébenthine, essences minérales diverses…
Additifs (colorants, plastifiants, adjuvants, matières de charge…) : ils complètent et améliorent les caractéristiques finales du produit : couleur, séchage, anti-rayures, anti-oxydation, anti-mousses, fongicides, résistance au feu, isolation acoustique, épaissi ou allègé, diminue le prix…

2. Film organique ou revêtement

La couche « de peinture », ou film, peut être obtenue de trois manières au moment du séchage.

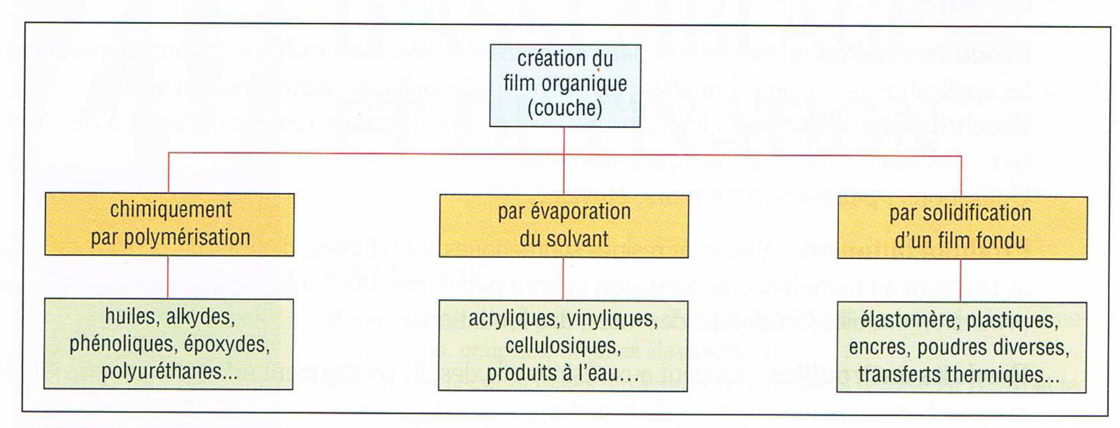
a) Par polymérisation, à partir du liant
Après application « le séchage » est obtenu sans évaporation du solvant. Les molécules s'agglomèrent les unes aux autres en créant de longues chaînes de polymères ou macromolécules (analogie avec les matières plastiques). Beaucoup de vernis sèchent de cette façon.

b) Par évaporation du solvant
Les polymères, ou macromolécules, existent déjà en suspension (mélangés) dans le solvant qui s'évapore après application. La plupart des peintures sèchent de cette façon.

c) Par solidification d'un film fondu

Les polymères sont d'abord fondus par chauffage puis déposés sur la pièce à traiter. Le séchage s'obtient, au refroidissement, par solidification du film (analogie avec les colles thermofusibles ou hot-melt).

Remarque : dans tous les cas, la taille, la croissance, la vitesse de formation des polymères et le séchage sont contrôlables en utilisant un catalyseur et/ou un chauffage.



9. Modes d'obtention du film organique ou de la « couche ».

3. Principaux produits

Un film ou feuil de peinture se compose de plusieurs couches compatibles, de nature et fonction différentes, complémentaires (protection, couleur…) et déposée l'une après l'autre.

Produits pour première couche : appliqués directement sur le support ou subjectile, ils assurent le contact et l'adhérence avec éventuellement d'autres propriétés (anticorrosion…).
– sur un support absorbant (bois, maçonnerie…) on parle d'impression ;
– sur un support non absorbant (métaux, plastiques…) on parle de primaire.

Produits acryliques : en suspension ou en émulsion dans un solvant (eau…), ils sèchent, avec peu d'odeurs, par évaporation de celui-ci. Ils sont faciles d'emploi, durables, résistent bien aux intempéries et au soleil (ultraviolets). Ils sont plus stables que les vinyliques.
Les peintures et laques acryliques sont parmi les plus utilisées pour le bâtiment, l'habitat, l'automobile et l'aéronautique, en extérieur et en intérieur.

Produits cellulosiques : c'est un mélange de nitrocellulose, résines diverses, plastifiants et solvant à séchage rapide. Utilisations : laques à séchage rapide, peintures à effets craquelés et martelés, peintures pour retouches…

Produits à l'eau : le liant est dissous dans l'eau. Élaborés à partir de produits naturels (caséine du lait, blanc de craie, chaux…), ils sont très économiques, faciles à appliquer, ne dégagent pas de vapeurs, non toxiques et non inflammables. Ils sont réservés à des travaux ordinaires : intérieur de locaux ou peinture sur papier, restauration des meubles, peintures pour artistes.

Produits à l'huile : les liants (huiles de lin, oléorésines…) polymérisent sous l'action de l'oxygène de l'air et assurent une bonne étanchéité. Le temps de séchage est long, plusieurs jours avec des odeurs. Les couleurs claires ont tendance à jaunir. Font partie des résines alkydes.
Applications : grandes surfaces (bois, plâtre, ferreux) où le séchage n'est pas une priorité.

Produits phénoliques : résistent à l'humidité et aux intempéries. Ils sont le plus souvent mélangés avec des huiles siccatives pour produire des vernis (bateaux, ponts…).

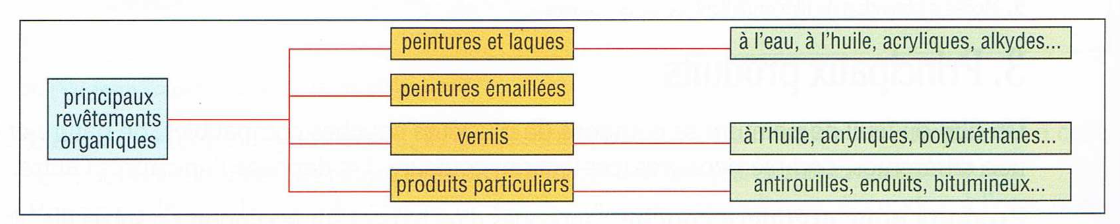
Produits au polyuréthanne : la polymérisation, réalisée avec un catalyseur, est activée par l'humidité de l'air. Ils résistent aux frottements, aux intempéries et aux attaques chimiques.
Utilisations : produits de finition (vernis, vitrificateurs, peintures pour sols…).

Produits aux résines alkydes : ce sont les produits de polymérisation les plus utilisés (peintures, laques, vernis). Le liant est un composé de polyesters d'huiles sélectionnées, d'alcool ou d'acides organiques (exemples : peintures glycérophtaliques…).
Les produits ont une durabilité moyenne, résistent assez bien à l'humidité, au soleil et aux intempéries ; leur temps de séchage est de quelques heures.
Applications diverses (décoration, métaux, bois) sous conditions normales (conditions sévères à éviter).

Produits vinyliques : ils sèchent par évaporation du solvant. Les finitions sont intéressantes pour les applications en milieux humides ; les résines polyvinyliques sèchent mal en air sec.
Produits aux silicones : les silicones utilisés avec d'autres résines résistent à des températures élevées (≈ 370 °C). Leur prix est élevé.
Utilisations : peintures pour fours, étuves…

Produits bitumeux : à base de résines synthétiques, de bitumes, de brais de pétrole, de goudron, ils résistent à l'humidité, à la corrosion et sont peu décoratifs. Utilisations : étanchéité, isolation, protection des alliages ferreux, des murs, des fondations…

Produits antirouilles : souvent aux résines alkydes, ils contiennent une forte proportion de pigments à base de plomb, de zinc, d'aluminium…



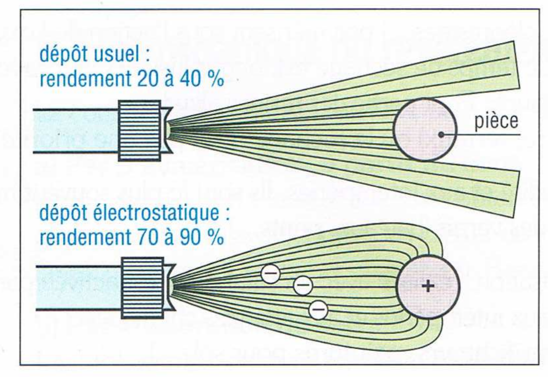
10. Principales familles de produits.

4. Mise en œuvre ; principales techniques d'application

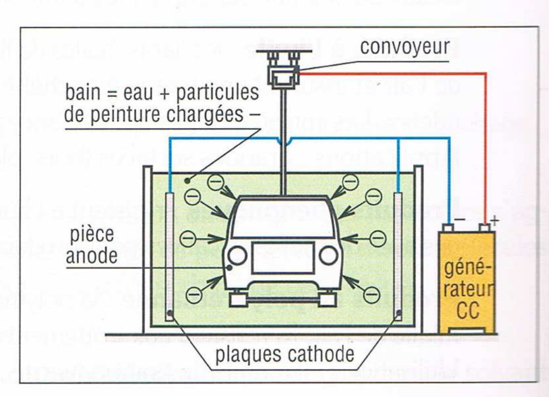
Séchage : la plupart des produits nécessitent entre 2 et 24 heures de séchage à température ambiante, en air naturel ou sec. Le processus peut être accéléré en utilisant des fours, étuves, tunnels à lampes infrarouges, ultraviolets, hautes fréquences… Par exemple, entre 135 et 235 °C, le temps de séchage passe de 24 heures à moins d'une heure.
Contrôle de qualité : il existe de nombreux essais et tests normalisés (viscosité, chocs, rayures, abrasion, pliage, emboutissage, dureté…).

1 – manuelle (brosse, rouleau)	5 – machine à rouleau	9 – éléctrolytiques
2 – pistolet pneumatique	6 – machine à rideau	10 – impression
3 – pistolet sans air	7 – par trempage	11 – transfert thermique
4 – pistolet électrostatique	8 – par aspersion	12 – thermique avec poudres...

11. Principales techniques d'applications.



12. Peinture au pistolet.



13. Dépot électrolytique par trempage.

20 ÉLÉMENTS D'ASSEMBLAGE ET DE FIXATION

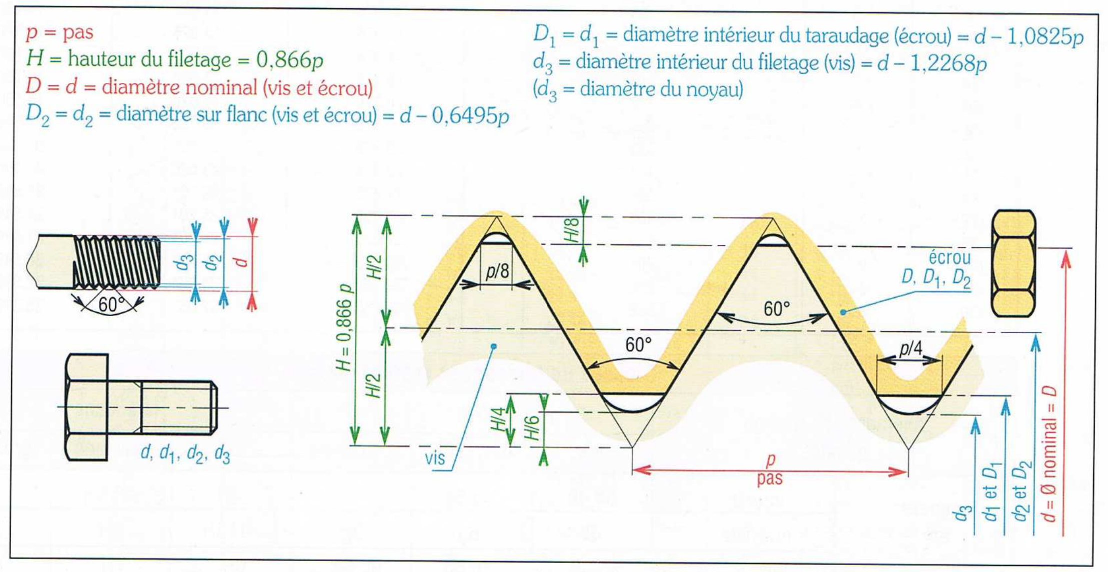
Objectifs

- Décrire les principaux organes d'assemblage (filetages, visserie, boulonnerie, rivets, goupilles, organes élastiques…).
- Indiquer les principales dimensions normalisées (ISO et AFNOR) et les domaines d'emploi respectifs.
- Fournir des éléments de calcul.

I - Filetages

1. Filetage métrique ISO à filet triangulaire

Ce filetage est le plus utilisé en visserie-boulonnerie. Son profil est défini à partir d'un triangle équilatéral. Dimensions de base : NF ISO 724. Panorama des filetages : FD E 003-002.



1. Filetage métrique ISO à filet triangulaire.

Recommandations : pour un diamètre donné, choisir de préférence le pas gros correspondant ou, à défaut, le plus fort pas fin ; plus le pas est fin, plus les tolérances sont réduites, plus la fabrication est onéreuse. Pas gros ou fin n'implique aucune notion de qualité.
Les pas fins sont recommandés dans le cas de filetage sur tube mince, d'écrou de faible hauteur, de chocs, de vibrations et lorsque les constructions sont coûteuses.

Filetage métrique à pas gros (extrait)

d (mm)	pas gros	S_{eq} en mm² section résistante	D_1 (mm)	$D_2 = d_2$ (mm)	d_3 (mm)	pas fins recommandés
1	0,25	0,460	0,729	0,838	0,693	
(1,1)	0,25	0,588	0,829	0,938	0,793	
1,2	0,25	0,732	0,929	1,038	0,893	
(1,4)	0,30	0,983	1,075	1,205	1,032	0,2
1,6	0,35	1,27	1,221	1,373	1,171	0,2
(1,8)	0,35	1,70	1,421	1,573	1,371	0,2
2	0,4	2,07	1,567	1,740	1,509	0,25
(2,2)	0,45	2,48	1,713	1,908	1,648	0,35
2,5	0,45	3,39	2,013	2,208	1,948	0,35
3	0,5	5,03	2,459	2,675	2,387	0,35
(3,5)	0,6	6,78	2,850	3,110	2,764	0,35
4	0,7	8,78	3,242	3,545	3,141	0,5
(4,5)	0,75	11,3	3,688	4,013	3,580	0,5
5	0,8	14,2	4,134	4,480	4,019	0,5
6	1	20,1	4,918	5,350	4,773	0,75
(7)	1	28,9	5,918	6,350	5,773	0,75
8	1,25	36,6	6,647	7,188	6,466	1 - (0,75)
10	1,5	58,0	8,376	9,026	8,160	1,25 - (1 - 0,75)
12	1,75	84,3	10,106	10,863	9,853	1,5 - (1,25 - 1)
(14)	2	115	11,835	12,701	11,546	1,5 - (1,25 - 1)
16	2	157	13,835	14,701	13,546	1,5 - (1)
(18)	2,5	192	15,294	16,376	14,933	2 - (1,5 - 1)
20	2,5	245	17,294	18,376	16,933	2 - (1,5 - 1)
(22)	2,5	303	19,294	20,376	18,933	2 - (1,5 - 1)
24	3	353	20,752	22,051	20,319	2 - (1,5 - 1)
(27)	3	459	23,752	25,051	23,319	2 - (1,5 - 1)
30	3,5	561	26,211	27,727	25,706	2 - (1,5 - 1)
(33)	3,5	694	29,211	30,727	28,706	2 - (1,5)
36	4	817	31,670	33,402	31,093	3 - (2 - 1,5)
(39)	4	976	34,670	36,402	34,093	3 - (2 - 1,5)
42	4,5	1 121	37,129	39,077	36,479	4 - (3 - 2 - 1,5)
(45)	4,5	1 306	40,129	42,077	39,479	4 - (3 - 2 - 1,5)
48	5	1 473	42,587	44,752	41,866	4 - (3 - 2 - 1,5)
(52)	5	1 758	46,587	48,752	45,866	4 - (3 - 2 - 1,5)
56	5,5	2 030	50,046	52,428	49,252	4 - (3 - 2 - 1,5)
(60)	5,5	2 362	54,046	56,428	53,252	4 - (3 - 2 - 1,5)
64	6	2 676	57,505	60,103	56,639	4 - (3 - 2 - 1,5)

( ) les valeurs entre parenthèses correspondent à un 2ème choix.

Filetage métrique à pas fin (extrait)

d mm	pas fins	S_{eq} en mm² section résistante	D_1 mm	$D_2 = d_2$ mm	d_3 mm
8	1	39,2	6,917	7,350	6,773
10	1	64,5	8,917	9,350	8,773
10	1,25	61,2	8,647	9,188	8,466
12	1,25	92,1	10,647	11,188	10,466
12	1,5	88,1	10,376	11,026	10,160
(14)	1,5	125	12,376	13,026	12,376
16	1,5	167	14,376	15,026	14,160
(18)	1,5	216	16,376	17,026	16,160
20	1,5	272	18,376	19,026	18,160
20	2	258	17,835	18,701	17,546
(22)	1,5	333	20,376	21,026	20,160
24	1,5	401	22,376	23,026	22,160
24	2	384	21,835	22,701	21,546
(27)	2	496	24,835	25,701	24,546
30	2	621	27,835	28,701	27,546
(33)	2	761	30,835	31,701	30,546
36	3	865	32,752	34,051	32,319
(39)	3	1 028	35,752	37,051	35,319

Classes de tolérances recommandés

tolérances de filetage qualités		vis			taraudage		
		fine	moyenne	grossière	fine	moyenne	grossière
longueur en prise	courte	3h 4h	5g 6g		4H	4H 5H	
	normale	4h	6g	8g	4H 5H	6H	7H
	longue	5h 4h	7g 6g	9g 8g	6H	7H	8H

Exemple de désignation : M 20 - 5g 6g (pour vis M 20 à pas gros)
M 20 × 1,5 - 4H 5H (pour taraudage M 20 à pas fin de 1,5)

La lettre M (symbolise le filetage ISO) est suivie par les valeurs du diamètre nominal d en mm, du pas en mm (facultatif pour un pas gros) et de la classe de tolérance du filetage. Le pas et d sont séparés par le signe × ; le pas (ou d) et la tolérance par un tiret.

2. Profils spéciaux

Plus coûteux que le profil triangulaire ISO, ils répondent à des usages particuliers.

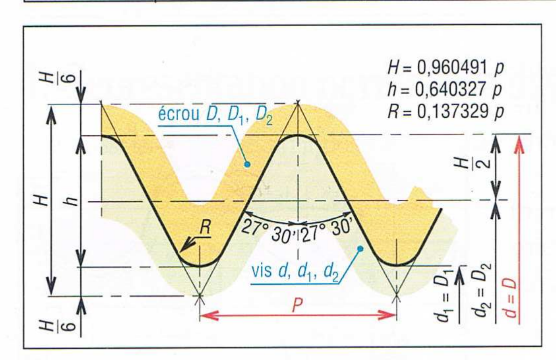
a) Filet gaz ou filetage pas du gaz

Il est utilisé dans les installations utilisant des fluides. Deux cas peuvent se présenter :

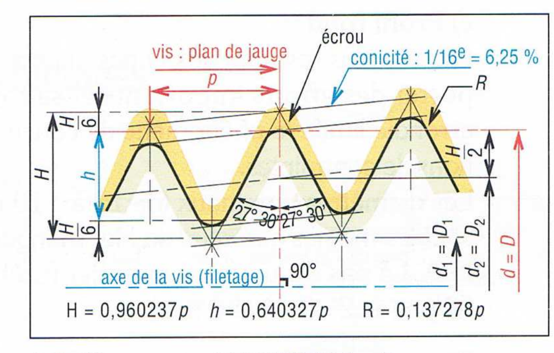
– Assemblages sans étanchéité : vis et écrou ont un profil cylindrique. NF EN ISO 228-1.

– Assemblages étanches : vis à profil conique et écrou à profil cylindrique ou conique ; l'étanchéité dans le filet est assurée par le serrage métal sur métal et, au besoin, par interposition d'une pâte à joint insensible à la nature du gaz. Norme NF EN 10226-1 et 2.

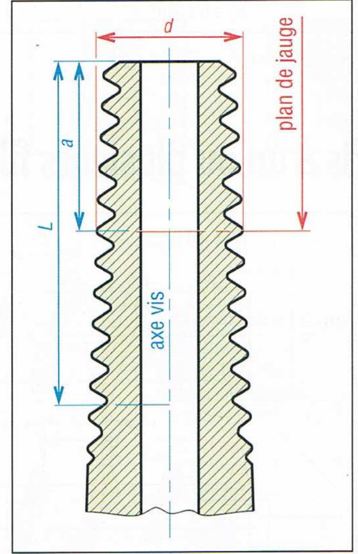
Cas	Filetages (normes de référence)	Désignation « filetage de tuyauterie suivi de... »	Exemple de désignation
Assemblages étanches	extérieur conique NF EN 10226-1 et 2	EN 10226 ; symbole R ; dénomination ; LH si filet à gauche.	filetage de tuyauterie EN 10226 R 1½
	intérieur cylindrique NF EN 10226-1	EN 10226 ; symbole R_p ; dénomination ; LH si filet à gauche.	filetage de tuyauterie EN 10226 R_p 1½
	intérieur conique NF EN 10226-2	EN 10226 ; symbole R_c ; dénomination ; LH si filet à gauche.	filetage de tuyauterie EN 10226 R_c 1½
Assemblages non étanches	extérieur cylindrique NF EN ISO 228-1	ISO 228 ; symbole G ; dénomination ; classe de tolérance A (la plus précise) ou B.	filetage de tuyauterie ISO 228 G 2½ B
	intérieur cylindrique NF EN ISO 228-1	ISO 228 ; symbole G ; dénomination ;	filetage de tuyauterie ISO 228 G 2½



2. Profil gaz cylindrique. NF EN ISO 228-1.



3. Profil gaz conique. NF EN 10226-1 et 2.



4. Vis à profil conique pour filetages étanches.

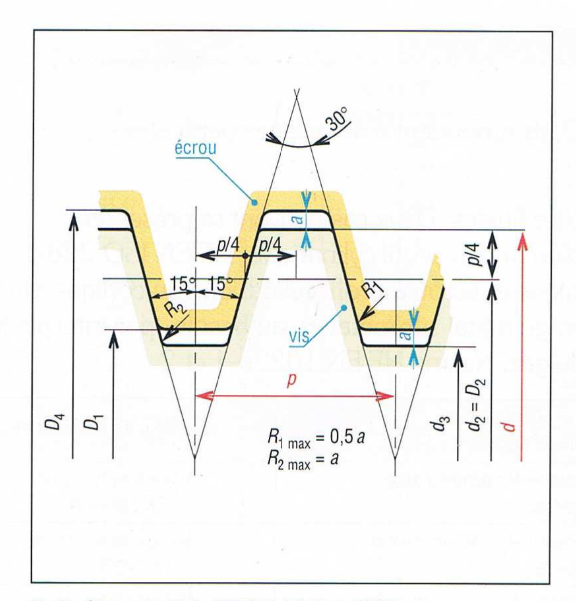
Filetages pas du gaz (1 pouce = 25,4 mm)

dénomination	d = D en mm	pas p mm	nombre de filets par pouce	hauteur h	longueur de jauge a en mm	tolérance sur a	L mini
1/16	7,723	0,907	28	0,581	4	±0,9	2,5
1/8	9,728	0,907	28	0,581	4	±0,9	2,5
1/4	13,157	1,337	19	0,856	6	±1,3	3,7
3/8	16,662	1,337	19	0,856	6,4	±1,3	3,7
1/2	20,955	1,814	14	1,162	8,2	±1,8	5,0
5/8	22,911	1,814	14	1,162	–	–	–
3/4	26,441	1,814	14	1,162	9,5	±1,8	5,0
7/8	30,201	1,814	14	1,162	–	–	–
1	33,249	2,309	11	1,479	10,4	±2,3	6,4
1 ¼	41,910	2,309	11	1,479	12,7	±2,3	6,4
1 ½	47,803	2,309	11	1,479	12,7	±2,3	6,4
2	59,614	2,309	11	1,479	15,9	±2,3	7,5
2 ½	75,184	2,309	11	1,479	17,5	±3,5	9,2
3	87,884	2,309	11	1,479	20,6	±3,5	9,2
3 ½	100,330	2,309	11	1,479	–	–	–
4	113,030	2,309	11	1,479	25,4	±3,5	10,4
5	138,430	2,309	11	1,479	28,6	±3,5	11,5
6	163,830	2,309	11	1,479	28,6	±3,5	11,5

5/8-7/8-3½ : filetages cylindriques uniquement.

b) Filet trapézoïdal

Il permet de réaliser des vis de manœuvre ou de transmission d'efforts et accepte mieux les traitements thermiques que le filet triangulaire. Il existe une variante à hauteur de filet réduite. Les vis à un filet sont généralement irréversibles. Dimensions NF ISO 2904.



5. Profil trapézoïdal : NF ISO 2901 à 2904.

Profil trapézoïdal : principales dimensions

$d_2 = D_2 = d - 0,5p$ — $D_4 = d + 2a$

$d_3 = d - p - 2a$ — $D_1 = d - p$

d = diamètre nominal — p = pas du profil

p_h = pas axial ou hélicoïdal (avance par tour)

d mm	p mm	a mm	d mm	p mm	a mm
8	1,5	0,15	32	6	0,5
10	2	0,25	40	7	0,5
12	3	0,25	48	8	0,5
16	4	0,25	60	9	0,5
20	4	0,25	80	10	0,5
24	5	0,25	100	12	0,5
28	5	0,25	120	14	1

tolérances	écrou		vis	
	normal N	long L	normal N	long L
qualité moyenne	7H	8H	7e	8e
qualité grossière	8H	9H	8c	9c

Tolérances NF ISO 2903. Dimensions NF ISO 2904.

Exemples de désignation (NF ISO 2901) :

Tr 24 × 5 – 7e (vis à 1 filet d = 24, qualité moyenne) ; Tr 24 × 5 LH (idem avec pas à gauche)

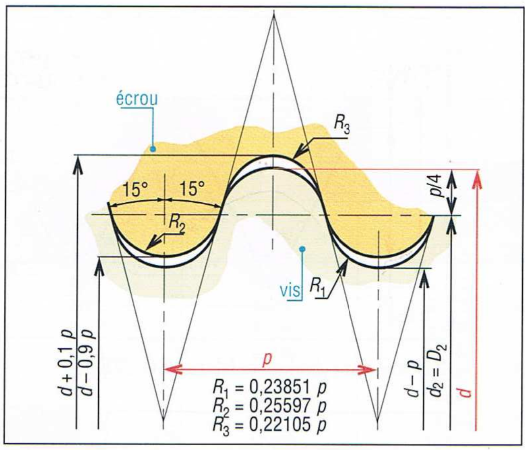
Tr 24 × 15 (P5) – 7e (vis à 3 filets Ph = 15 et p = 5, qualité moyenne)

c) Profil rond

C'est le plus résistant aux chocs. Il peut supporter des efforts importants et sa forme arrondie limite le phénomène de concentrations de contraintes.

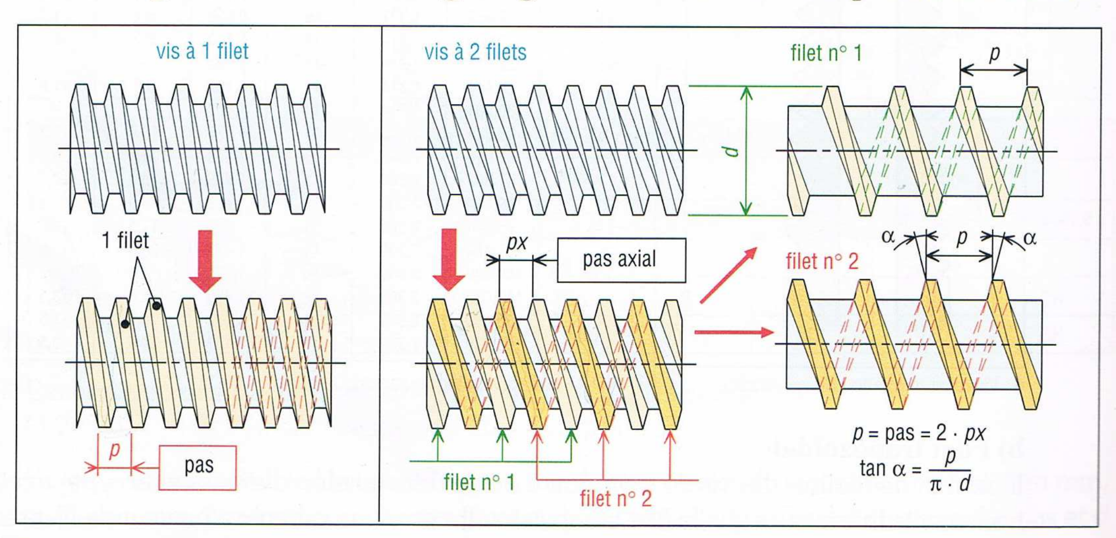
Les diamètres nominaux (de 12 à 110 mm) sont les mêmes que ceux du filet triangulaire ISO. Le pas est un nombre entier (préférer les pas de 2 - 3 - 4 et 6 mm).

Exemple de désignation : Rd 36 × 4, à gauche, 3 filets (pour vis d = 36, pas de 4 mm, 3 filets à gauche).



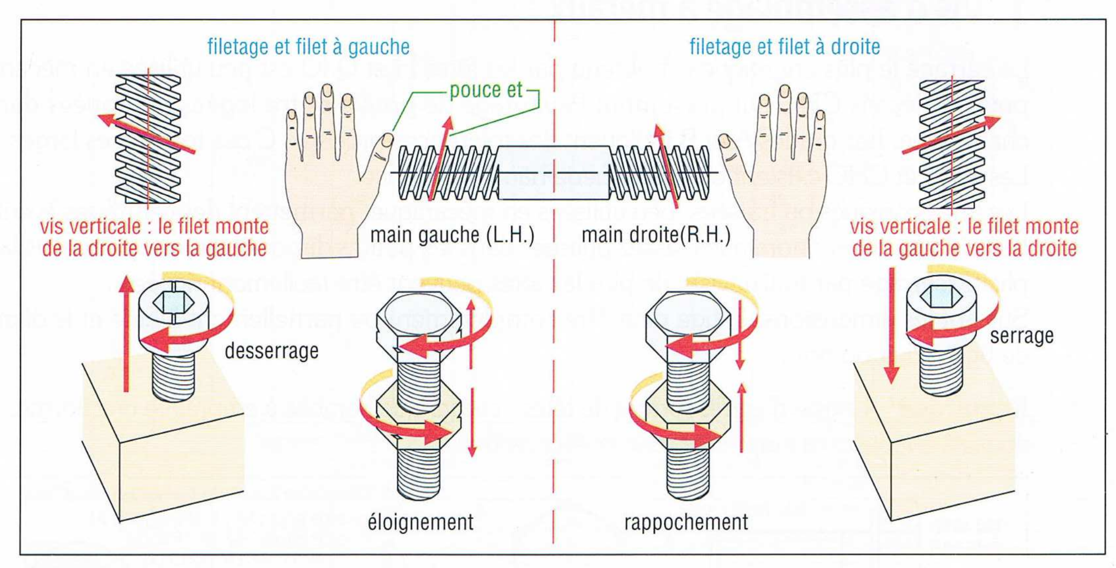
6. Profil rond : NF 00-016 et NF 00-032.

3. Filetage à droite - Filetage à gauche - Vis à un ou plusieurs filets



7. Vis à un et deux filets ; pas.

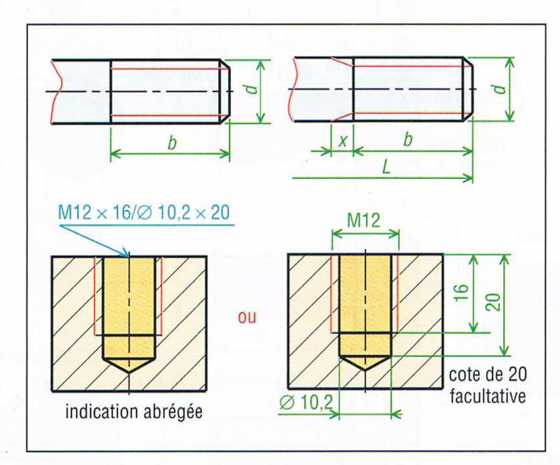
Si on observe une vis avec filetage à droite, le filet monte en allant de la gauche vers la droite et inversement pour un filetage à gauche.
Le serrage d'une vis à droite est réalisé en tournant la tête dans le sens des aiguilles d'une montre (sens inverse trigo) et inversement pour une vis à gauche.



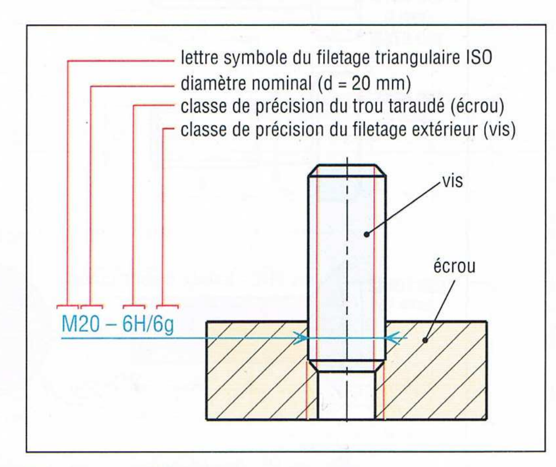
8. Propriétés des filets à droite et à gauche.

4. Représentation normalisée des filetages

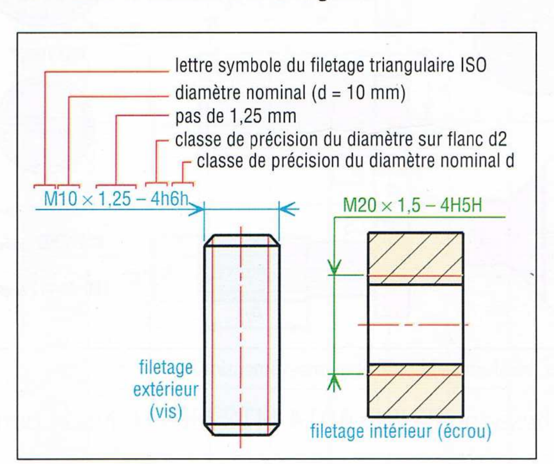
(voir aussi la partie dessin industriel et page 16)



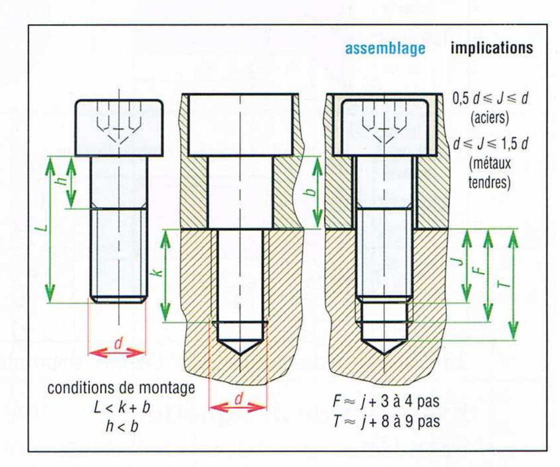
9. Cotation du diamètre et de la longueur.



10. Cotation ISO des assemblages.



11. Cotation ISO des vis et écrous.



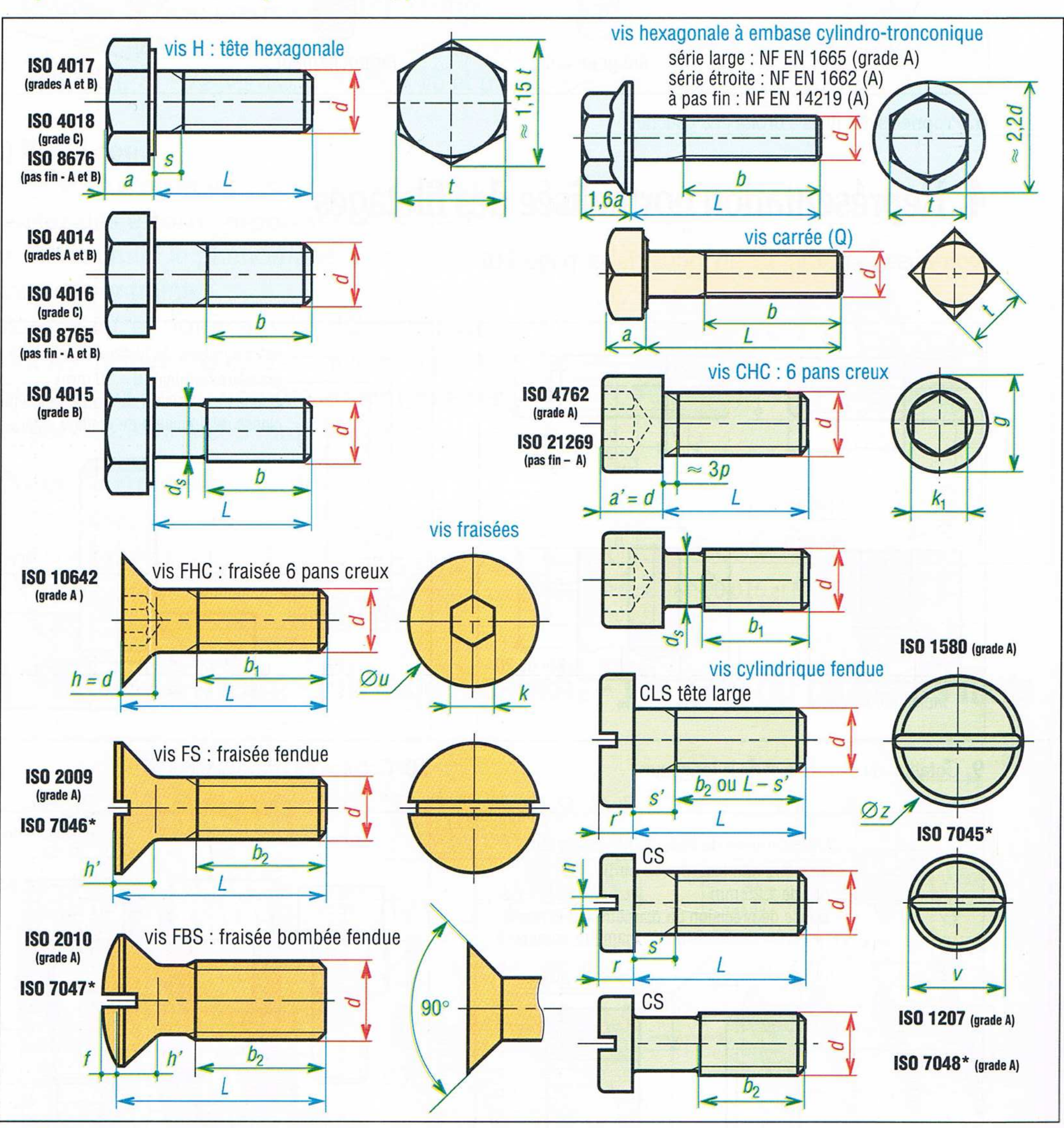
12. Conditions de montage des vis à métaux.

II - Visserie et boulonnerie

1. Vis d'assemblage à métaux

Le serrage le plus énergique est obtenu par les têtes H et Q (Q est peu utilisée en mécanique) puis par les vis CHC qui présentent l'avantage de pouvoir être logées ou noyées dans un chambrage. Les grades A et B indiquent des tolérances précises, C des tolérances larges.
Les vis H et CHC existent en boulonnerie haute résistance.
Les têtes coniques ou fraisées, peu utilisées en mécanique, permettent des centrages éventuels.
Les vis à fente, économiques, assez utilisées dans les petites dimensions, ont pour elles la simplicité (serrage par tournevis) ; de plus les têtes peuvent être facilement noyées.
Suivant les dimensions, la tige peut être complètement ou partiellement filetée et le diamètre de tige réduit ou non.

Remarque : il existe d'autres formes de têtes : cylindrique bombée à empreinte cruciforme, cylindrique à 6 lobes ou à empreinte torx, poêlier fendu....



13. Dimensions des vis à métaux. * Cas avec empreintes cruciformes H ou Z et mêmes dimensions.

Exemples de désignation : vis à tête hexagonale ISO 4014-M12×80-4.6 (vis H partiellement filetée, $d = 12$, $L = 80$, classe 4.6) ;
vis QM12-60, 4.8 (vis à tête carrée, $d = 12$, $L = 60$, classe 4.8).

Principales dimensions, en millimètres, des vis d'assemblage pour métaux : normes ISO et NF

d	1,6	2	2,5	3	(3,5)	4	5	6	8	10	12	(14)	16	20	24	30	36
pas	0,35	0,4	0,45	0,5	0,6	0,7	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2	2,5	3	3,5	4
a	1,1	1,4	1,7	2	2,4	2,8	3,5	4	5,3	6,4	7,5	9	10	12,5	15	19	23
t	3,2	4	5	5,5	6	7	8	10	13	16	18	21	24	30	36	46	55
s				1,5	1,8	2,1	2,4	3	3,75	4,5	5,25	6	6	7,5	9	10,5	12
d_s	1,3	1,7	2,1	2,6		3,5	4,4	5,3	7,1	8,9	10,7	12,5	14,5	18,2	21,8		
g	3	3,8	4,5	5,5		7	8,5	10	13	16	18	21	24	30	36	45	54
h'	1	1,2	1,5	1,65	2,35	2,7	2,7	3,3	4,65	5							
f	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1	1,2	1,4	2	2,3							
u	3	3,8	4,7	5,5	7,3	7,5	9,3	11,3	15,3	19	23	26	29	36			
k	0,9	1,3	1,5	2	—	2,5	3	4	5	6	8	10	10	12			
r	1,1	1,4	1,8	2	2,4	2,6	3,3	3,9	5	6	7	8	9	11			
r'	1	1,3	1,5	1,8	2,1	2,4	3	3,6	4,8	6							
n	0,4	0,5	0,6	0,8	1	1,2	1,2	1,6	2	2,5							
s'	0,7	0,8	0,9	1	1,2	1,4	1,6	2	2,5	3							
v	3,0	3,8	4,5	5,5	6	7	8,5	10	13	16							
z	3,2	4	5	5,6	7	8	9,5	12	16	20							
k_1	1,5	1,5	2	2,5		3	4	5	6	8	10	12	14	17	19	22	27

longueur

longueurs filetées : * pour tige totalement filetée ; longueur filetée partielle b pour vis H, Q, cyl. Tronc.
b_1 pour vis CHC et FHC (b_1 de 10 en 10 si $L \geqslant 40$), b_2 pour vis FS, FBS, CS et CLS
(les chiffres des colonnes b représentent aussi des vis entièrement filetées)

d	1,6			2			2,5			3			(3,5)			4			5			6			8			10			12		(14)		16		20		24		30		36	
L	b	b_1	b_2	b	b_1	b_2	b	b_1	b_2	b	b_1	b_2	b	b_1	b_2	b	b_1	b_2	b	b_1	b_2	b	b_1	b_2	b	b_1	b_2	b	b_1	b_2	b	b_1	b	b_1	b	b_1	b	b_1	b	b_1	b	b_1	b	b_1
4	*	*	*	*	*	*		*	*			*			*																													
5	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*			*			*																										
6	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*			*		*	*			*																							
8	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*		*	*	*	*		*	*			*																				
10	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*		*	*	*	*	*	*	*		*	*			*																	
12	9	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*		*	*			*														
16	9	*	*	10	*	*	11	*	*	12	*	*	*		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*		*	*														
20				10	16		11	*	*	12	*	*	13		*	14	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*		*												
25							11	17	*	12	18	*	13		*	14	*	*	16	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*		*		*								
30										12	18	*	13		*	14	20	*	16	22	*	18	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*		*						
35													13		*	14	20	*	16	22	*	18	24	*	22	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*		*						
40																14	20	*	16	22	*	18	24	*	22	28	*	26	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*		*				
45																			16	22	38	18	24	38	22	28	38	26	32	38	30	*	*	*	*	*	*	*		*				
50																			16	22	38	18	24	38	22	28	38	26	32	38	30	36	*	*	*	*	*	*	*	*				
55																						18	24	38	22	28	38	26	32	38	30	36	34	*	38	*	*	*	*	*				
60																						18	24	38	22	28	38	26	32	38	30	36	34	40	38	*	46	*	*	*				
65																									22	28	38	26	32	38	30	36	34	40	38	44	46	*	*	*				
70																									22	28	38	26	32	38	30	36	34	40	38	44	46	*	*	*				
80																									22	28	38	26	32	38	30	36	34	40	38	44	46	52	*	-	*			
90																												26	32		30	36	34	40	38	44	46	52	54	60	*		*	
100																												26	32		30	36	34	40	38	44	46	52	54	60	*		*	
110																															30	36	34	40	38	44	46	52	54	60	66	72	*	
120																															30	36	40	40	38	44	46	52	54	60	72	72	*	84
130																																	40	40	44	44	52	52	60	60	72	72	*	84
140																																	40	40	44	44	52	52	60	60	72	72	*	84
150																																	*		44	44	52	52	60	60	72	72	84	84
160																																	*		44	44	52	52	60	60	72	72	84	84
170																																	*		*		52	-	60	-	72		84	
180																																	*		*		52	52	60	60	72	72	84	84
190																																	*		*		52	-	60	-	72		84	
200																																	*		*		52	52	60	60	72	72	84	84
220																																							73		85		97	
240																																							73		85		97	
260																																									85		97	
280																																									85		97	
300																																									85		97	

2. Classes de qualité des vis et des écrous, éléments de calcul

marquage des têtes	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	9.8	10.9	12.9
classes de résistance	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	9.8	10.9	12.9
limite élastique R_e N/mm² ou MPa	180	240	320	300	400	480	640	720	900	1 080
limite à la rupture R_r N/mm² ou MPa	330	400	420	500	520	600	800	900	1 040	1 220
A%	25	22	14	20	10	8	12	10	9	8

S.Y

$R_e = R_r \times \frac{Y}{10}$ (en N/mm²) $R_r \simeq 100 \times S$ (en N/mm²)

$R_e = S \times Y$ (daN/mm²)

S.Y vis CHc 5.8

14. Principales propriétés des vis et des goujons (NF EN 28839, ISO 8839).

Il existe des classes de qualité pour certaines vis (H, CHC...) et écrous. Plus le matériau est résistant, plus la classe est élevée.

a) Cas des vis

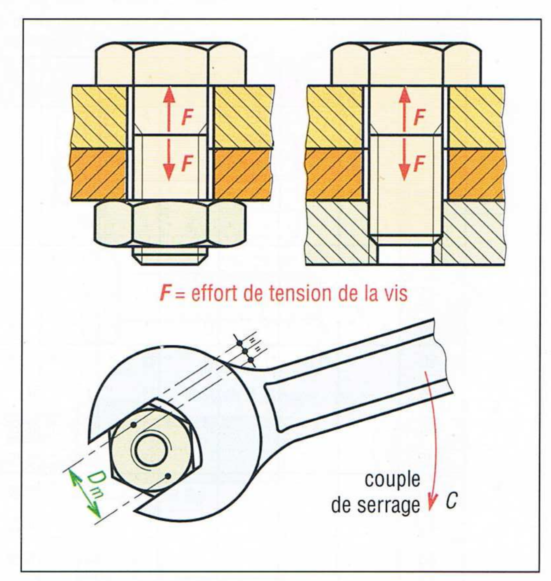
La classe est symbolisée par deux nombres. Le premier est le centième de la résistance minimale à la rupture par traction (R_r) du matériau en N/mm². Le second représente 10 fois le rapport entre la limite élastique (R_e) minimale et la résistance à la rupture R_r.

Exemple : vis de classe 8-8

R_r (mini) = 100 × 8 = 800 N/mm²

R_e (mini) = R_r × Y/10 = 800 × 8/10 = 640 N/mm²

Remarque : le produit des deux nombres est égal à R_e en daN/mm².



15. Efforts exercés sur les vis et les boulons.

b) Cas des écrous (hauteurs ⩾ 0,8*d*)

La classe est symbolisée par un nombre indiquant le centième de la contrainte d'épreuve en N/mm², c'est-à-dire de la limite obtenue par essai, réalisée par exemple avec une vis de classe supérieure, et n'entraînant pas de déformation notable.

Classes de qualité des écrous										
qualité des écrous		04	05		06	08	09		10	12
contrainte d'épreuve ou charge limite en N/mm²		400	500		600	800	900		1 000	1 200
vis conjuguées	classe	3.6 4.6 4.8		5.6 5.8	6.8	8.8	8.8	9.8	10.9	12.9
	diamètres *M*	> 16	⩽ 16	tous	tous	tous	16 < *M* ⩽ 39	⩽ 16	tous	⩽ 39

c) Cas des boulons

Leur symbolisation est identique à celle des vis. Un boulon de classe 10-9 doit être constitué d'une vis de classe 10-9 et d'un écrou de classe 10. De plus, en boulonnerie haute résistance, il faut utiliser des rondelles de la même classe que les vis.

Caractéristiques et qualité des vis et écrous en acier inoxydable **NF EN ISO 3506-1 et 2**											
Groupe d'aciers	Austénitiques			Martensitiques						Ferritiques	
Nuances	**A1 – A2 – A3 – A4 – A5**			**C1**			**C3**	**C4**		**F1**	
Classes	**50**	**70**	**80**	**50**	**70**	**110**	**80**	**50**	**70**	**45**	**60**
Rr (N/mm^2)	500	700	800	500	700	1100	800	500	700	450	600
Re ou $Rp_{0,2}$ (N/mm^2)	210	450	600	250	410	820	640	250	410	250	410
Propriétés utilisations	A1 (usinage) ; A2 (le + utilisé : alimentaire, chimie…) ; A3 = A2 stabilisé ; A4 résistants à l'acide ; A5 = A4 stabilité			résistance à la corrosion limitée (C3 mieux que C1) ; C4 (usinage) ; applications : pompes, turbines, valves, coutellerie…						équivalent à A2 et A3, ambiance chlorée	
A_1, A_2, A_3 existent en classes 50, 70 et 80. Le marquage des têtes est analogue aux précédentes.											

d) Calcul des charges supportées par les vis et boulons

Charge de traction (*F*) supportée par la partie filetée de la tige (formule approchée).

$$F_{maxi} = 0,9.R_e.S_{eq}$$

R_e : limite élastique du matériau

S_{eq} : section résistante de la tige filetée (tableau page 194).

0,9 : taux de charge de 90 % (marge de sécurité de 10 %)

Exemple : boulon qualité 10-9, diamètre d = 16, pas (gros) de 2 mm.

$S_{eq} = 157\ mm^2$ et $R_e = 900\ N/mm^2$

$F_{maxi} = 0,9.900.157 = 127\ 170\ N$ (proche de «13 tonnes »)


(*F*) s'obtient par serrage au montage ; le couple de serrage *C* est exercé sur la tête du boulon par une clé dynamométrique ou une visseuse rotative étalonnée.

Valeurs du frottement			Nature face d'appui (pièce, rondelle…) / Nature filetage de l'écrou			
valeurs de f_f et f_t			acier non traité			fonte grise usinée
			laminé	usiné	rectifié	
nature filetage vis / nature tête de vis (ou écrou)	acier noirci ou phosphaté	roulé	0,13 à 0,19	0,10 à 0,18	0,16 à 0,22	0,10 à 0,18
		usiné	0,10 à 0,18		0,10 à 0,18	0,10 à 0,18
	acier galvanisé		0,10 à 0,18	0,10 à 0,18	0,10 à 0,18	0,10 à 0,18
conditions d'emploi			huilé			huilé

valeurs de f_f et f_t			acier traité			alliages Al et Mg	acier	
			cadmié	galvanisé	phosphaté		cadmié	galvanisé
nature filetage vis / nature tête de vis (ou écrou)	acier noirci ou phosphaté	roulé	0,08 à 0,12	0,10 à 0,18	0,12 à 0,20	0,08 à 0,16	0,08 à 0,16	0,10 à 0,18
		usiné	0,08 à 0,16	0,10 à 0,16				
	acier galvanisé			0,16 à 0,20				0,20 à 0,30
conditions d'emploi			huilé			huilé	à sec	

Couple de serrage (C), formule approchée

$$C = (0,16p + 0,583.f_f.\ d_2 + 0,5.f_t.\ D_m).\ F$$

p : pas (mm)

d_2 : diamètre sur flanc (tableau page 194).

f_f : frottement au niveau du filetage

f_t : frottement entre tête (vis) et support (pièce)

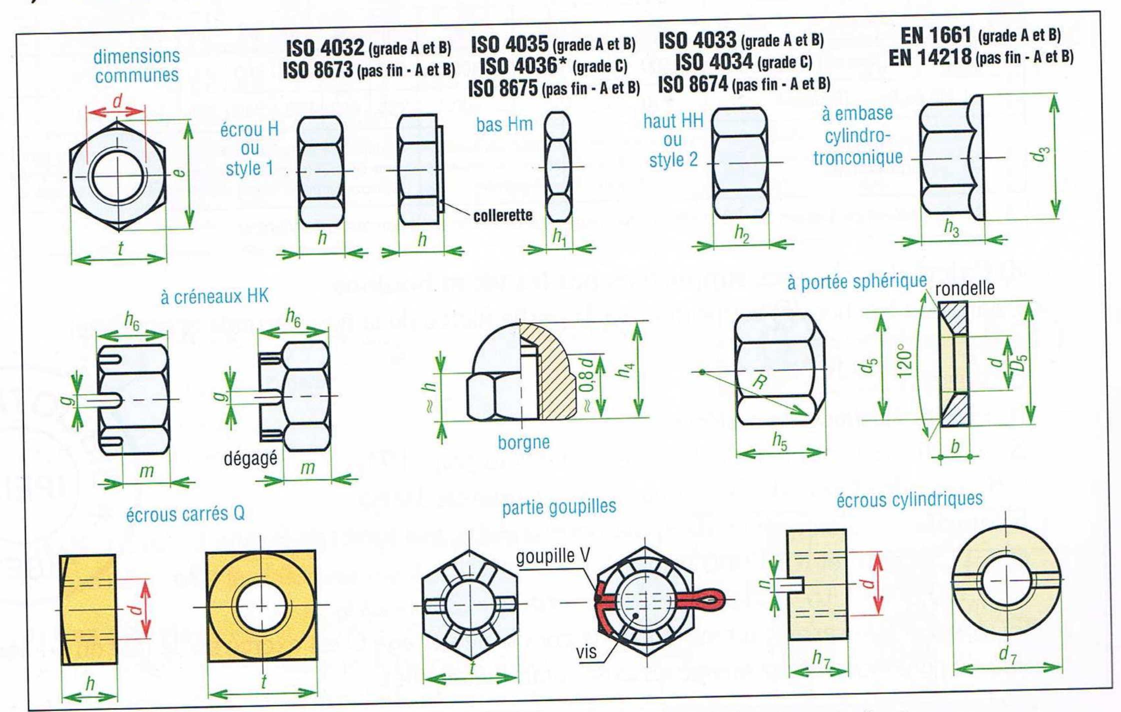
D_m : diamètre moyen au niveau de la tête

F : tension de la vis

Remarque : le calcul des assemblages boulonnés conduit parfois à des études plus poussées prenant en compte les précharges, les sollicitations composées (traction + torsion, etc.), les phénomènes de fatigue, les phénomènes statistiques, les critères de limite élastique (Von Mises…) ; voir ouvrages spécialisés. Il existe des versions spéciales (HR et HV) pour construction métalliques, NF EN 14399.

3. Principaux écrous

a) Écrous manœuvrés par clés



16. Dimensions des écrous pour vis à métaux (* sans chanfrein et $d \leqslant 10$). Le style 2 existe avec collerette.

Principales dimensions normalisées des écrous H, Q et cylindriques

d	t	e	h	h_1	h_2	h_3	d_3	h_4	h_5	R	d_5	D_5	b	h_6	g	m	h_7	n	d_7
1,6	3,2	3,4	1,3	1															
2	4	4,4	1,6	1,2													2	0,5	4
2,5	5	5,4	2	1,6													2,5	0,8	5
3	5,5	6	2,4	1,8				5,1									3	1	5
4	7	7,6	3,2	2,2				6,7						5,6	1,2	3,2	4	1,5	7
5	8	8,8	4,7	2,7	5,1	5	12	8	5	7	9,25	15	2,5	6,6	1,4	4	5	1,5	9
6	10	11,1	5,2	3,2	5,7	6	14	10	8	14	11	17	4	8,1	2	5	6	2	11
8	13	14,4	6,8	4	7,5	8	18	13	11	14	14,5	23	5	10,3	2,5	6,5	8	2,5	14
10	16	17,8	8,4	5	9,3	10	22	16,5	13	22	18,5	28	5	12,8	2,8	8	10	3	18
12	18	20	10,8	6	12	12	26	19,5	15	22	20	30	6	16	3,5	10	12	3,5	22
(14)	21	23,4	12,8	(7)	14,1	14	30	22	18	30	25	40	6	17	3,5	11	14	4	24
16	24	26,8	14,8	8	16,4	16	34	25	21	30	26	45	7	20	4,5	13	16	4	27
20	30	33	18	10	20,3	20	43	31	25	44	31	50	8	23,2	4,5	16	20	5	33
24	36	39,6	21,5	12	23,9			37	29	44	37	60	10	28,2	5,5	19	24	6	39
30	46	50,9	25,6	15	28,6			47	35	66	48	68	10	34,2	7	24	30	7	48
36	55	60,8	31	18	34,7			56	41	66	60	80	12	39,4	7	29	36	8	56

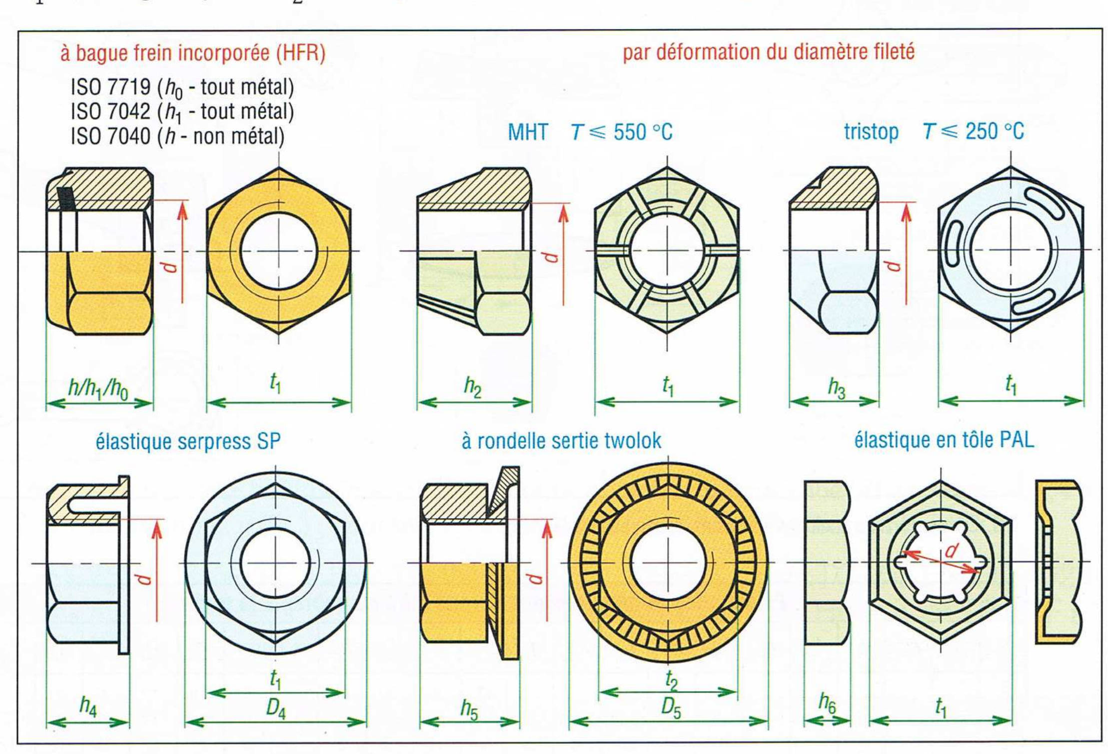
Exemples de désignation : écrou hexagonal ISO 4032-M12-8 (écrou H, d = M12, classe 8).
Écrou hexagonal à embase cylindro-tronconique EN 14218-M12 × 1,25 × –10, d= M12, classe 10).

b) Principaux écrous autofreinés

L'écrou à bague frein non filetée incorporée, en nylon ou inox, genre Nylstop, existe en plusieurs variantes : écrou borgne, écrou à embase…

Les écrous « MHT » pour hautes températures (T < 550 °C) et « Tristop » ont leur diamètre d légèrement déformé au niveau des parties coniques ; il en résulte un pincement avec la vis au montage.

L'écrou type « Serpress », monobloc, présente une grande élasticité ; il est sept fois plus élastique qu'un écrou H.
La rondelle conique élastique, qui se déforme et s'aplatit sous charge, sertie de l'écrou twolok peut être remplacée par une rondelle dentée.
L'écrou « PAL » peut être utilisé comme contre-écrou. Supportant de faibles efforts axiaux, il est intéressant avec les plastiques, les élastomères…
h_1 avec bague nylon ; h_2 avec bague inox (admet des démontages plus fréquents).



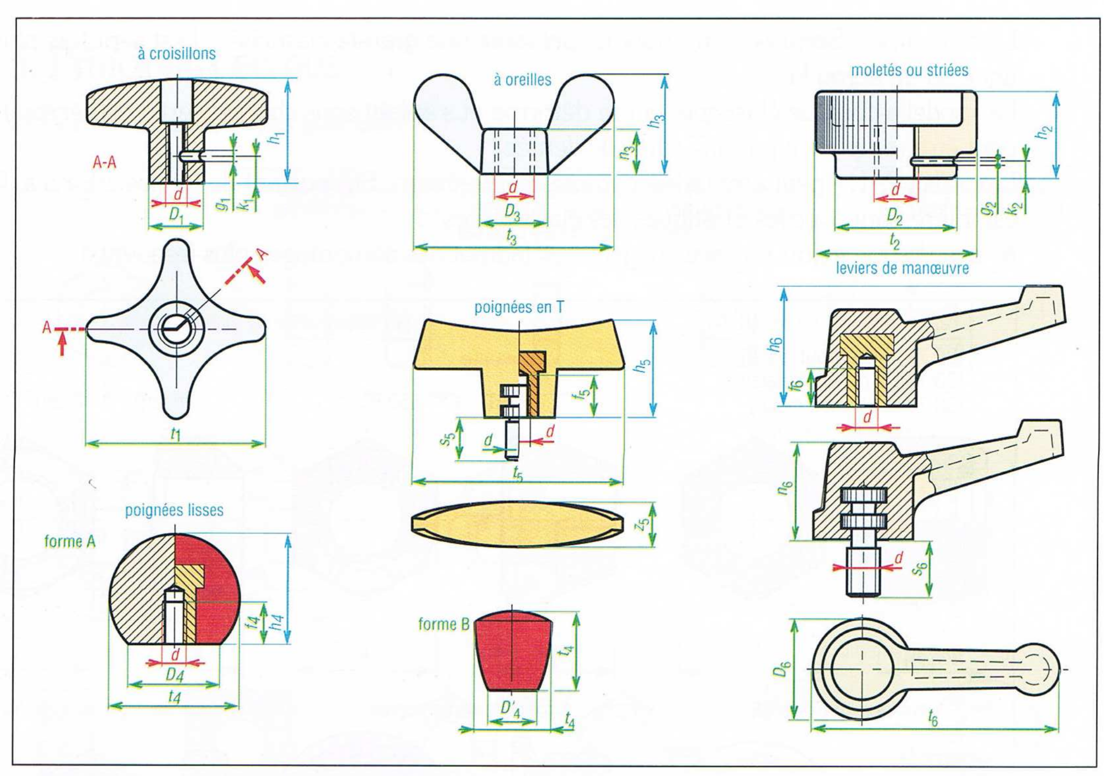
17. Dimensions des principaux écrous autofreinés pour vis à métaux.

Principales dimensions normalisées des écrous freinés													
d	pas	h	h_1	h_0	t_1	h_2	h_3	h_4	D_4	h_5	D_5	t_2	h_6
3	0,5	4,5	3		5,5			3,3	5,5				2
4	0,7	6	3,8		7			4	7	4,6	10,2	7	2,2
5	0,8	8	5	5,3	8	6,5	5	4,7	8	5,6	12,2	8	2,5
6	1	8	6	5,9	10	8,4	6	5,5	12,5	6,8	14,2	10	3
8	1,25	9,5	8	7,1	13	9,2	7,5	7,3	16	8,9	18,2	13	3,5
10	1,5	11,9	10	9,0	16	12	9			10,7	22,2	17	4,2
12	1,75	14,9	12	11,6	18	15,6	11			13	26,2	19	4,5
14	2	17	14	13,2	21	17,2	12						5
16	2	19,1	16	15,2	24	19,2	14						5
20	2,5	22,8	20	19,0	30	22,4							—
24	3	27,1	24	23,0	36								7,2
30	3,5	32,6	30	26,9	46								8
36	4	38,9	36	32,5	55								9

Exemple de désignation : écrou hexagonal autofreiné ISO 7719-M12-8.

c) Exemple d'écrous standards manœuvrables à la main

Les écrous à croisillons existent en acier avec trou de goupille ou en plastique phénoplaste avec insert taraudé.
Les écrous « moletés » en acier bruni peuvent également être goupillés.
Les écrous à oreilles existent en plusieurs matériaux.
Les poignées lisses avec insert ou non sont le plus souvent en phénoplaste, « bakélite » noir ou rouge. La matière est la même pour les poignées en T et les leviers de manœuvre qui existent avec tige filetée et écrou.



18. Dimensions de quelques écrous manœuvrables à la main.

Principales dimensions des écrous manœuvrables à la main

d	h_1	D_1	t_1	k_1	g_1	h_2	D_2	t_2	k_2	g_2	h_3	D_3	t_3	n_3
3											12	8	22	4
4						9	10	16	1,5	1	13	9	26	5
5						12	14	20	2,5	1,5	15	11	30	6
6	20	12	32	6	2	14	16	24	2,5	1,5	18	13	35	8
8	25	14	40	7	2	17	20	30	3	2	22	16	42	10
10	32	18	50	8	3	20	28	36	4	3	25	18	48	11
12	40	20	63	10	3	24	32	40	4	4	28	21	54	12
14	50	25	80	12	4						31	24	62	14
16	50	25	80	12	4						35	28	70	16
18											39	31	78	18

d	h_5	t_5	z_5	f_5	s_5	h_6	D_6	t_6	n_6	f_6	s_6
6	39	70	22		18	33	24	71	20	12	
8	39	70	22	14	24	33	24	71	20	11	16
8	44	80	25	14	24	43	31	93	26	14	-
8	50	90	28	-	24						
10	39	70	22	14	-	43	31	93	26	14	20
10	44	80	25	22	30						
10	50	90	28	-	30						
12	50	90	28	21	-		43	93	26	14	-
12						56	41	21	34	-	24
14						56	41	21	34	24	-

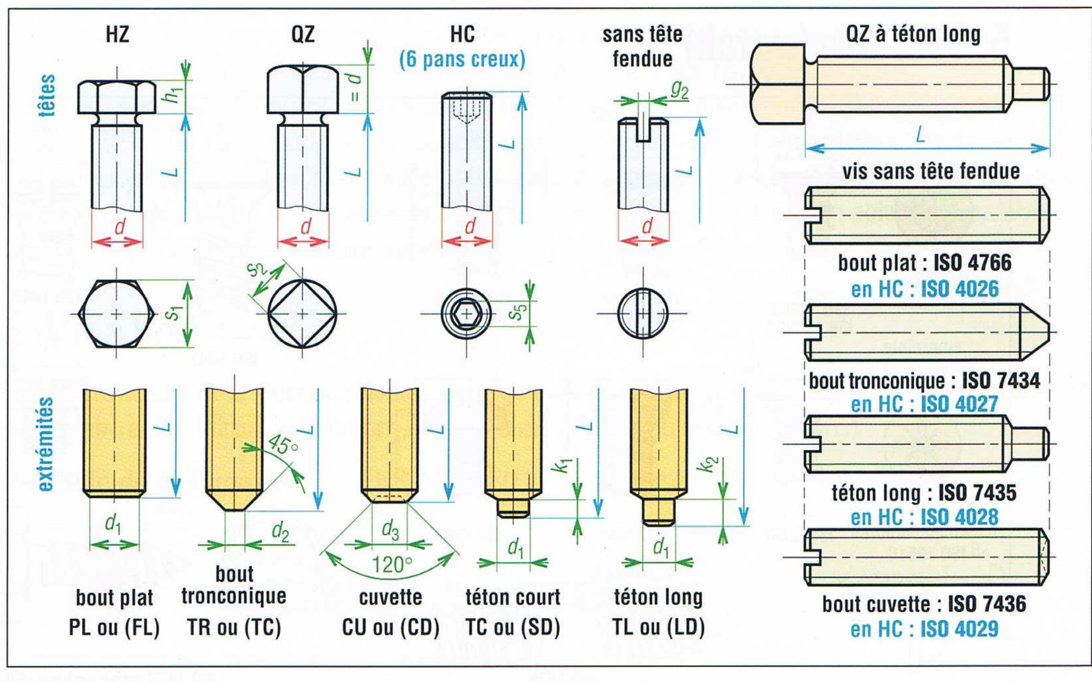
d	h_4	D_4	t_4	f_4	f'_4	D'_4
4	18	12	20	10		
6	18	12	20	12	7	
6	24	13	25	13	12	12
6	28	16	30	12	12	14
8	24	13	25	15	11	12
8	28	16	30	14	14	14
8	33	17	35	20	14	
10	28	16	30	18	14	14
10	37	20	40	23	22	18
10	43	20	45	26	22	20
10	48	22	50	30	22	
12	33	17	35	23	14	
12	37	20	40	23	21	
12	43	20	45	30	21	20
12	48	22	50	31	22	
18	48	22	50	22		

f_4 sans insert ; f'_4 avec insert

4. Vis de pression, de guidage ou d'arrêt

Pour ces vis à une forme de tête donnée, on peut choisir, suivant les besoins (guidage, pression ou arrêt), plusieurs extrémités et plusieurs classes de qualité possibles.
Têtes usuelles : hexagonale réduite (symbole HZ), carrée réduite (symbole QZ), sans tête à pans creux (HC) et sans tête fendue. Autres extrémités que celle figure 12 : bout bombé BB (rayon $\approx d$) ; bout pointu PT (cône). Acier, acier inoxydable, non ferreux.

Exemples de désignation : vis sans tête ISO 4766-M5×12-14H (sans tête fendue ; bout plat ; d = 5, L = 12, qualité 14H ; vis sans tête à téton long HC, M8-40-45H).



19. Dimensions des vis de pression (d_1 : h14 ; d_2 : h16 et d_3 tolérance h14).

Autres extrémités : bout pointeau (CN) de forme conique ; bout bombé (RN) à rayon ≃ 1,4 d ; bout auto-nettoyeur (SC) ; bout pilote plat (PF) ou à téton avec bout tronconique (PC).

NFE 25-133 : tête HZ + bout TL ; NFE 25-134 : tête QZ + bout TC ; NF EN ISO 4028 : sans tête HC + bouts TC et TL ; NF EN ISO 4027 : sans tête HC + bout TR ; NF EN ISO 4026 : sans tête HC + bout PL ; NF EN ISO 4029 : sans tête HC + bout CU.

Principales dimensions des vis de pression, d'arrêt et de guidage

d	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	24	30	36
pas	0,35	0,4	0,45	0,5	0,7	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	3,5	4
h_1										9	11	14	17	21	25
s_1										16	18	24	30	36	46
s_2										13	16	21	27		
s_5	0,7	0,9	1,3	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12		
g_2		0,25	0,4	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,6	2	2,5	3	4		
d_1	0,8	1	1,5	2	2,5	3,5	4	5,5	7	8,5	12	15	18	23	28
d_2	0,4	0,5	0,65	0,75	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10
d_3	0,8	1	1,2	1,4	2	2,5	3	5	6	8	10	14	16		
k_1	0,4	0,5	0,65	0,75	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	7,5	9
k_2	0,8	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	15	18

longueurs : vis HZ et QZ (longueurs avec *)

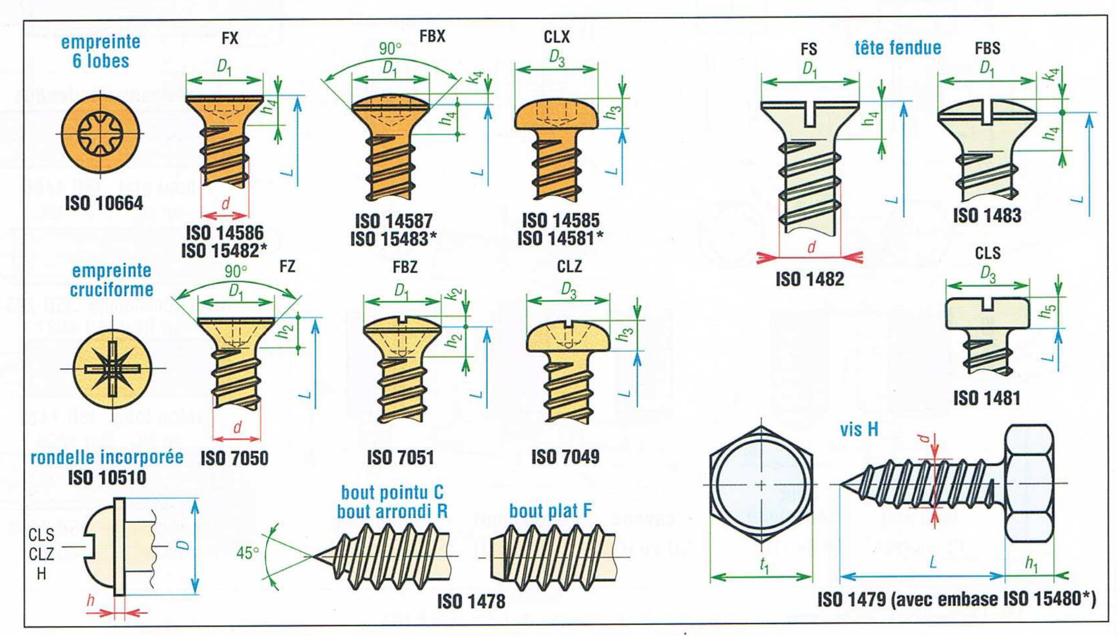
d	12	16	20	24	30	36
L	25	30	40	45	60*	80*
	30	35	45	50*	70*	90*
	35	40	50*	60*	80*	100*
	40	45	60*	70*	90*	120*
	45	50*	70*	80*	100*	140*
	50*	60*	80*	90*	120*	160*
	60*	70*	90*	100*	140*	180*
	70*	80*	100*	120*	160*	200*

longueurs des vis sans tête (*L** pour téton) – extraits

d	1,4	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	24
L	2	2	2,5	3	4	5	6	8	10*	12	16	20	25
	2,5	2,5	3	4	5	6	8*	10*	12*	16*	20*	25	30
	3	3*	4*	5*	6*	8*	10*	12*	16*	20*	25*	30	35
	4	4*	5*	6*	8*	10*	12*	16*	20*	25*	30*	35	40
	5	5*	6*	8*	10*	12*	16*	20*	25*	30*	35*	40	45
	6	6*	8*	10*	12*	16*	20*	25*	30*	35*	40*	45	50
	8	8*	10*	12*	16*	20*	25*	30*	35*	40*	45*	50	55
		10*	12*	16*	20*	25*	30*	35*	45*	45*	50*	55	60
								40*	50*	50*	55*	60	
										55*	60*		
										60*			

Classes de qualité : 14H (HV = 140) ; 22H (HV = 220) ; 33H (HV = 330) ; 45H (HV = 450).

5. Vis à tôle (extrait)



20. Dimensions des vis à tôle (norme NF EN ISO . . . .). * Cas des vis autoperceuses (ISO…). Aciers et Aciers inox.

Principales dimensions normalisées des vis à tôle												
d	h_1 maxi	t_1 maxi	h_2 maxi	D_1 maxi	k_2	h_3 maxi	D_3 maxi	h_4 maxi	D_4 maxi	k_4 maxi	h_5 maxi	longueurs L
ST 2,2	1,6	3,2	1,1	4,4	0,5	1,6	4	1,1	3,8	0,5	1,3	4,5-6,5-9,5-13-16
ST 2,9	2,3	5	1,7	6,3	0,7	2,4	5,6	1,7	5,5	0,7	1,8	6,5-9,5-13-16-19
ST 3,5	2,6	5,5	2,4	8,2	0,8	2,6	7	2,4	7,3	0,8	2,1	6,5-9,5-13-16-19-22
ST 4,2	3	7	2,6	9,4	1	3,1	8	2,6	8,4	1	2,4	9,5-13-16-19-22-25
ST 4,8	3,8	8	2,8	10,4	1,2	3,7	9,5	2,8	9,3	1,2	3	9,5-13-16-19-22-25-32
ST 5,5	4,1	8	3	11,5	1,3	4	11	3	10,3	1,3	3,2	13-16-19-22-25-32
ST 6,3	4,7	10	3,2	12,6	1,4	4,6	12	3,2	11,3	1,4	3,6	13-16-19-22-25-32-38
ST 8	6	13	4,7	17,3	2	6	16	4,7	15,8	2	4,8	16-19-22-25-32-38-45-50
ST 9,5	7,5	16	5,3	20	2,3	7,5	20	5,3	18,3	2,3	6	16-19-22-25-32-38-45-50

Diamètres de perçage pour vis à tôle et rondelle incorporée										
bout (matière)	épaisseur tôle	diamètre normal ST								
		2,2	2,9	3,5	4,2	4,8	5,5	6,3	8	9,5
bout pointu (acier)	0,4 à 0,5	1,6	2,2	2,4	2,6	2,8	3,1	-	-	-
	0,6 à 0,8	1,7	2,4	2,5	2,6	2,9	3,1	3,4	3,9	4,8
	0,8 à 1	1,8	2,5	2,6	2,7	3	3,2	3,5	4	4,9
	1,2 à 1,5	-	-	-	-	3,2	3,5	3,8	4	5
bout plat (acier et laiton)	0,4 à 0,5	1,6	2,2	2,4	2,6	-	-	-	-	-
	0,6 à 0,8	1,7	2,4	2,5	2,7	3	3,1	3,7	4,2	-
	0,8 à 1	1,8	2,4	2,6	2,8	3	3,1	3,7	4,2	4,9
	1,2 à 1,5	1,8	2,5	2,7	2,9	3,2	3,4	3,8	4,4	5
	2 à 2,5	-	-	2,9	3,1	3,5	3,6	4	4,6	5,4
	3 à 3,5	-	-	-	-	-	3,8	4,3	5	5,8
bout plat (aluminium et alliages)	0,6 à 0,8	1,6	2,2	2,4	2,6	2,,9	2,9	-	-	-
	0,8 à 1	1,6	2,2	2,4	2,6	2,9	3	3,1	-	-
	1,2 à 1,5	1,7	2,2	2,4	2,7	3	3,3	3,6	4,1	5,1
	2 à 2,5	1,7	2,3	2,5	2,8	3,3	3,6	3,8	4,5	5,3
	3 à 3,5	-	-	2,6	3	3,5	3,8	4	4,6	5,8
bout plat (matériaux moulés)	métaux tendres	2	2,6	3	3,2	3,6	3,9	4,5	5,1	5,9
	plastiques	1,9	2,5	2,9	3,1	3,4	3,7	4,3	4,9	5,6
rondelle N (ou L)	h	1 (1)	1 (1)	1 (1)	1 (1)	1 (1,6)	1,6 (1,6)	1,6 (1,6)	1,6 (2)	2 (2,5)
	D	5 (7)	7 (9)	8 (11)	9 (12)	10 (15)	12 (15)	14 (18)	16 (24)	20 (28)

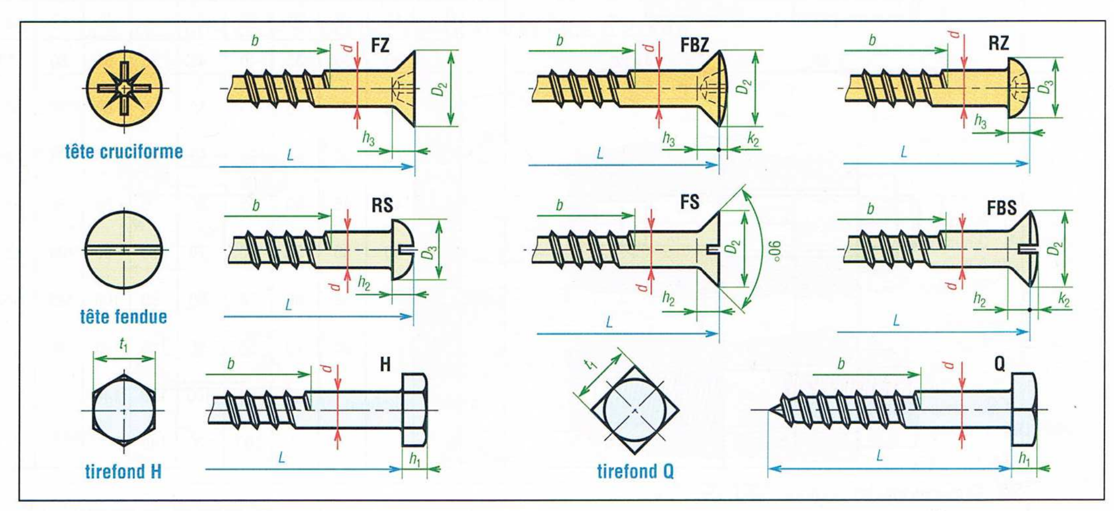
Exemple de désignation : vis à tôle ISO 1482-ST3,5×16-C (tête FZ, d = 3,5, L = 16, bout C) ; vis FX, ST4,8-32,C (tête FX, d = 4,8, L = 32, bout C).

Il existe plusieurs têtes et extrémités possibles pour ces vis qui ne nécessitent pas de taraudage avant montage (principe des vis à bois) et qui sont filetées sur toute la longueur.
Les plus récentes sont autotaraudeuses (extrémité avec entaille tranchante qui fonctionne sur le principe du taraud) et exigent un couple de serrage plus élevé. Cémentées et revenues.
Le bout pointu (symbole C) est plutôt utilisé avec des tôles minces ($e \leqslant 1,5$), le bout plat (symbole F) avec des tôles plus épaisses et des trous borgnes. Elles existent en aciers inoxydables.
Utilisation : tôles d'acier, métaux tendres, plastiques, fibres végétales…

6. Vis à bois

Les tirefonds H et Q permettent les serrages les plus énergiques. Plusieurs matériaux sont possibles : acier, laiton, aluminium, inox… sans finition ou revêtus (zinc…)

Exemple de désignation : vis FBS, VB 6-80 (pour vis fraisée bombée fendue, d = 6, L = 80)



21. Dimensions des vis à bois.

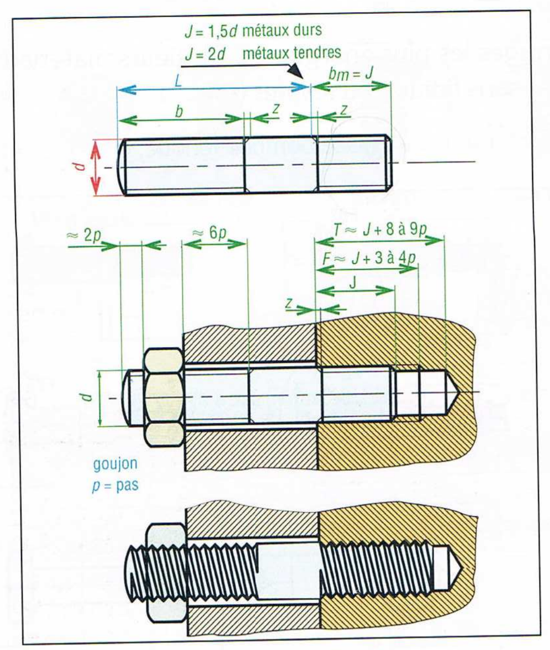
Principales dimensions normalisées des vis à bois

d	h_1	t_1	h_2	D_2	k_2	h_3	D_3	longueurs L et longueurs filetées correspondantes b (vis H et Q, pour d = 5, d = 6, d = 7 prendre les valeurs L*)
1,6			0,9	3	-	1,2	2,8	L 8 10
								b 5 6
2			1,1	3,8	0,5	1,6	3,5	L 8 10 12 16 20
								b 5 6 8 10 12
2,5			1,5	4,7	0,6	2,2	4,5	L 8 10 12 16 20 25
								b 5 6 8 10 12 15
3			1,7	5,5	0,7	2,5	5, 5	L 10 12 16 20 25 30 35 40 45 50
								b 6 8 10 12 15 18 21 24 27 30
3,5			2,4	7,3	0,8	2,5	6,5	L 10 12 16 20 25 30 35 40 45 50 60
								b 6 8 10 12 15 18 21 24 27 30 36
4			2,7	8,4	1	3	7	L 10 12 16 20 25 30 35 40 45 50 60
								b 6 8 10 12 15 18 21 24 27 30 36
4,5			2,7	8,9	1,1	3,5	8	L 16 20 25 30 35 40 45 50 60
								b 10 12 15 18 21 24 27 30 36
5	3,5	8	2,7	9,3	1,2	4	9	L 16 20 25* 30* 35* 40* 45* 50* 60 70 80 90 100
								b 10 12 15 18 21 24 27 30 36 43 47 50 53
6	4	10	3,3	11,3	1,4	4,5	11	L 20 25 30* 35* 40* 45* 50* 60* 70 80 90 100 120 140
								b 12 15 18 21 24 27 30 36 43 47 50 53 60 67
8	5,3	13	4,7	15,8	-	5,5	14	L 30* 35* 40* 45* 50* 60* 70* 80* 90 100 120 140 160 180 200
								b 18 21 24 27 30 36 43 47 50 53 60 67 73 80 87
10	6,4	17						L 40 45 50 60 70 80 90 90 100 120 140 160 180 200
								b 24 27 30 36 43 47 50 50 53 60 67 73 80 87
12	7,5	19						L 45 50 60 70 80 90 100 120 140 160 180 200
								b 27 30 36 43 47 50 53 60 67 73 80 87
16	10	24						L 60 70 80 90 100 120 140 160 180 200
								b 36 43 47 50 53 60 67 73 80 87
20	12,5	30						L 80 90 100 120 140 160 180
								b 47 50 53 60 67 73 80

7. Goujons

Il se compose d'une tige filetée à ses deux extrémités séparées par un tronçon lisse et d'un écrou (H, Q...) de même diamètre *d*.
La longueur *z* peut être une gorge, le diamètre de la partie lisse peut être réduit, *b* peut avoir plusieurs valeurs, le bout être plat ou non...

Exemple de désignation : goujon M 12-90, bm 18, classe 8-8 (goujon de diamètre 12, longueur $L = 90$, longueur d'implantation $J = b_m = 1{,}5\,d = 18$, classe de qualité 8-8).



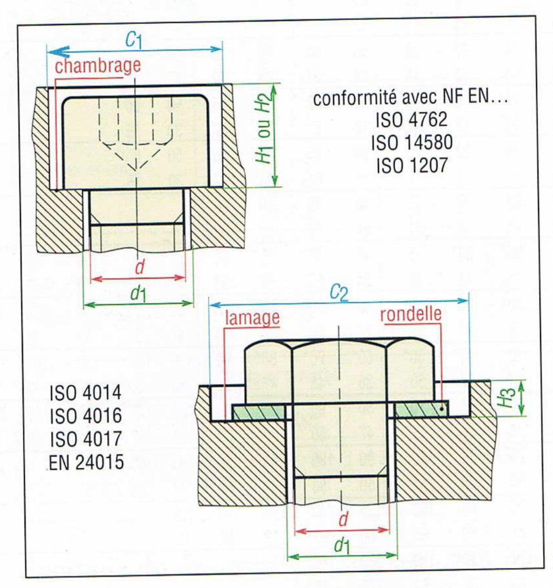
22. Dimensions des goujons (NF E 27-135).

Principales dimensions normalisées des goujons

d	M5	M6	M8	M10	M12	(M14)	M16	(M18)	M20	M24
pas	0,80	0,80	1,25	1,50	1,75	2	2,2	2,50	2,50	3
z_{maxi}	2	2	3,2	3,8	4,4	5	5	6,3	6,3	7,5
b_{mini}	16	16	22	26	30	34	38	42	46	54
L	30	30	35	40	45	50	55	60	70	80
	35	35	40	45	50	55	60	70	80	90
	40	40	45	50	55	60	70	80	90	100
	45	45	50	55	60	70	80	90	100	120
	50	50	55	60	70	80	90	100	120	140
		55	60	70	80	90	100	120	140	
		60	70	80	90	100	120	140		
			80	90	100	120	140			
				100	120	140				

8. Lamages et chambrages

Ils doivent permettre le passage des outils de serrage. À cette fin, les diamètres indiqués peuvent être augmentés, ou diminués pour d'autres raisons : optimisation, assemblage, outillage....
Le diamètre C_1 est à utiliser avec des vis CHC (hauteur H_1) et CZX (empreinte torx ou 6 lobes : hauteur H_2) ; il permet le passage d'une rondelle grower.
Le diamètre C_2 est à utiliser avec des vis ou des écrous hexagonaux.



23. Dimensions des lamages et des chambrages.

Dimensions normalisées des lamages

d	d_1 moyen H13	C_1 mini	H_1 mini (CHC)	H_2 mini (CZX)	C_2 mini	H_3 mini (H)
1,6	1,8	5	1,7	1,2	8,5	1,3
2	2,4	6	2,1	1,7	10	1,6
(2,5)	2,9	7	2,7	2,0	11	2,0
3	3,4	8	3,2	2,6	12	2,3
(3,5)	3,9	8	-	2,8	14	3,1
4	4,5	10	4,2	3,3	16,5	3,1
5	5,5	11	5,3	3,9	19,5	4,1
6	6,6	13	6,3	4,7	22	5,6
8	9	18	8,4	6,1	28,5	6,0
10	11	20	10,5	7,3	37	7,2
12	13,5	22	12,6		42	8,4
(14)	15,5	26	14,7		47	9,8
16	17,5	30	16,8		52	11,3
(18)	20	32	18,9		60	13,1
20	22	36	21,0		64	14,5
24	26	42	25,5		79	17,0
30	33	53	31,5		96	21,0
36	39	63	38,0		98	25,0

Norme E 25-017 (extrait) avec H_2 révisé.

9. Rondelles

a) Rondelles d'appui

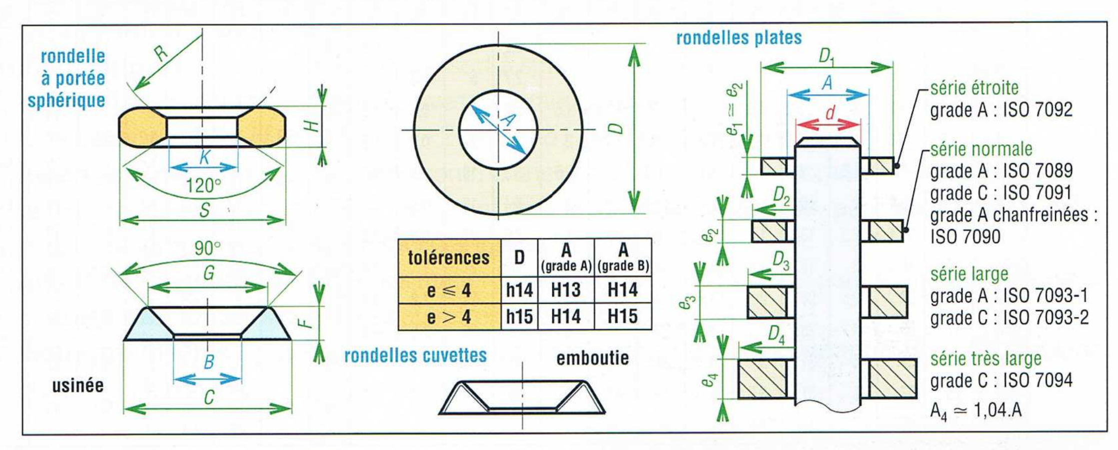
Elles augmentent la surface d'appui, réduisent la pression de serrage, le marquage des pièces plus tendres et ne tournent pas pendant le serrage. Elles n'assurent pas un freinage efficace de la vis ou de l'écrou.

Rondelles plates : d'emploi usuel, elles existent en quatre séries de dimensions : étroite, normale, large et très large. Deux qualités : grade A (duretés 200 HV et 300 HV ; Ra 1,6 à 6,3 ; acier et acier inox) et grade C (duretés 100 HV ; acier). Elles peuvent être chanfreinées, brunies, zinguées, cadmiées, phosphatées, bichromatées…

Désignation : ISO 7089-8-200 HV (série normale, grade A, d=8, dureté 200 HV, acier)

Rondelles cuvettes : elles sont utilisées avec des vis à têtes fraisées (F…). Emboutie ou usinée, la surface externe peut être polie et brillante.

Rondelles à portée sphérique : utilisées avec un écrou à portée sphérique, elles compensent une inclinaison de la vis par rapport à la face d'appui.



tolérences	D	A (grade A)	A (grade B)
e ⩽ 4	h14	H13	H14
e > 4	h15	H14	H15

24. Dimensions des rondelles d'appui.

Dimensions normalisées des principales rondelles d'appui

d	A	D_1	D_2	D_3	D_4	e_2	e_3	e_4	H	K	S	R
1,6	1,7	3,5	4	5		0,3	0,3	-				
2	2,2	4	5	6		0,3	0,5	-				
2,5	2,7	5	6	8		0,5	0,5	-				
3	3,2	6	7	9		0,5	0,8	-				
4	4,3	8	9	12		0,8	1	-	3	5	10	8
5	5,3	9	10	15	18	1	1,2	2	-	-	-	-
6	6,4	11	12	18	22	1,6	1,6	2	4	7	14	14
8	8,4	15	16	24	28	1,6	2	3	5	10	20	14
10	10,5	18	20	30	34	2	2,5	3	6	12	24	22
12	13	20	24	37	44	2,5	3	4	7	14	27	22
16	17	28	30	50	56	3	3	5	8	19	36	30
20	21	34	37	60	72	3	4	5	10	24	45	44
24	25	39	44	72	85	4	5	6	10	28	55	44
30	31	50	56	92	105	4	6	6	12	35	65	66
36	37	60	66	110	125	5	6	8	14	42	75	66

d	B	C	F	G
3	3,5	9	2	6,5
4	4,5	11	2,5	8
5	5,5	14	3	10
6	7	16	3,5	12
8	9	22	4,5	16
10	11	28	5,5	20
12	14	32	6,5	24
14	16	36	7,5	28

rondelle plate	vis hexagonale grade - classe	écroux hexa. grade - classe
C - 100 HV	C jusqu'à 6.8	C jusqu'à 6
A - 200 HV	A et B → 8.8	A et B → 8
A - 300 HV	A et B → 10.9	A et B → 10

b) Rondelles freins élastiques

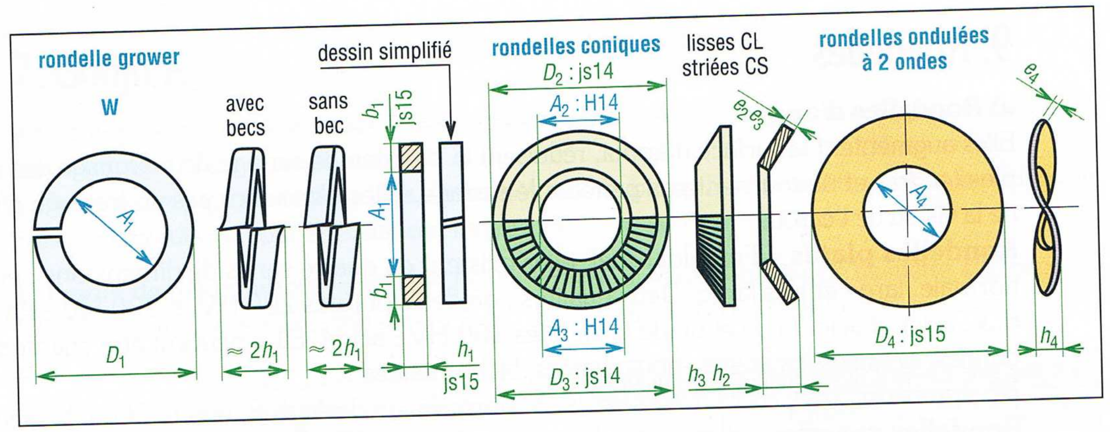
Le freinage de l'écrou est amélioré par l'élasticité de la rondelle.

Rondelles grower, pour vis de classe de qualité ⩽ 10.9 : elles existent avec des becs qui s'incrustrent dans la matière de la pièce ou sans bec. Trois séries sont possibles : courante W, réduite WZ et forte WL). On les trouvent en acier à ressort (44 à 50 HRc) ou en inox.

Exemple de désignation : rondelle WL 12 (grower série forte, *d* = 12).

Rondelles coniques, pour vis de classe de qualité ⩾ 8.8 : elles peuvent être lisses (symbole CL) ou striées (CS). Après serrage, la rondelle est plane et agit comme un ressort. Elles sont en acier à ressort (42 à 50 HRc).

Rondelles ondulées à deux ondes, pour vis de classe de qualité ⩽ 8.8 : elles sont souvent utilisées avec des pièces en matériaux tendres (alliages légers, plastiques) et existent avec 1 et 4 ondes. Elles existent en acier à ressort, bronze, inox…

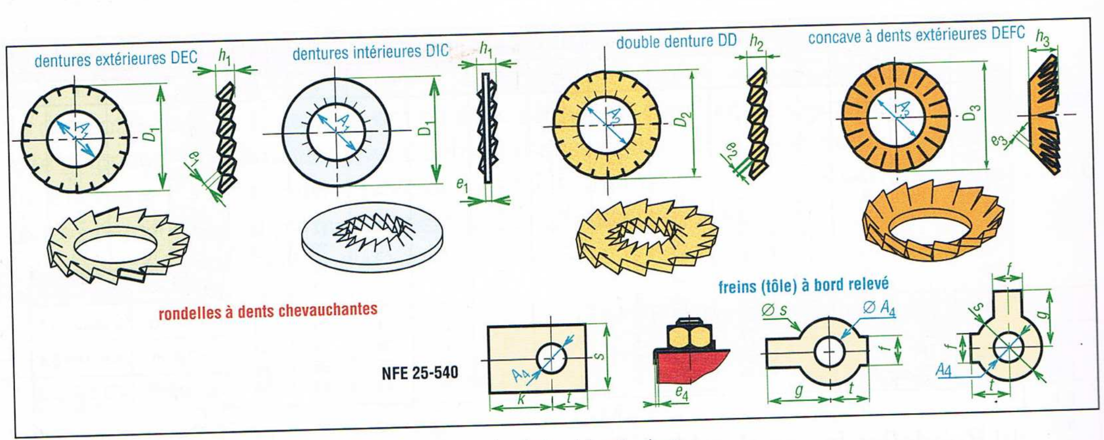


25. Dimensions des rondelles freins élastiques.

Principales dimensions normalisées des rondelles élastiques

d	Grower W série courante			Grower WZ série étroite			Grower WL série forte			ondulées à 2 ondes			
	A_1	$\approx D_1$	$h_1 = b_1$	$\approx D_1$	h_1	b_1	$\approx D_1$	h_1	b_1	A_4	D_4	e_4	h_4
2										2,2	4,5	0,3	0,9
2,5										2,7	5	0,3	1
3	3,5	5,2	1	5,2	0,6		1	1	1,5	3,2	6	0,4	1,2
4	4,5	7,3	1	7,3	1	1,5	8,3	1,2	2	4,3	9	0,5	1,5
5	5,5	8,3	1,5	8,3	1	1,5	10,3	1,5	2,5	5,3	10	0,5	1,7
6	6,5	10,4	2	10,4	1,2	2	12,4	1,8	3	6,4	12	0,52	
8	8,5	13,4	2,5	13,4	1,5	2,5	15,4	2	3,5	8,5	17	0,8	2,8
10	10,5	16,5	3	16,5	1,8	3	18,5	2,5	4	10,5	21	1	3,4
12	13	20	3,5	20	2	3,5	23	3	5	13	24	1,2	3,8
16	17	25	4	25	2,5	4	29	3,5	6	17	30	1,5	4,8
20	21	31	5	31	3	5	35	4,5	7	21	36	1,6	5,6
24	25	37	6	37	3,5	6	39	4,5	7	25	44	1,8	6,4
30	31	45	7	45	4,5	7	—	—	—				

rondelles coniques (F_2 F_3 en kN)								
d	A_2	D_2	e_2	F_2	A_3	D_3	e_3	F_3
3					3,1	6 / 10	0,5 / 0,6	2,4 / 2,4
4					4,1	8 / 14	0,8 / 1	4,2 / 4,2
5	5,3	11 / 15	1,2 / 1,4	8,2 / 8,2	5,1	10 / 16	1 / 1,2	6,8 / 6,8
6	6,4	12 / 18	1,4 / 1,7	12 / 12	6,1	12 / 18	1,2 / 1,4	9,5 / 9,5
8	8,4	16 / 22	1,9 / 2,2	21 / 21	8,2	16 / 22	1,4 / 1,6	18 / 18
10	10,5	20 / 27	2,2 / 2,8	34 / 34	10,2	20 / 27	1,6 / 1,8	28 / 28
12	13	24 / 30	2,8 / 3,2	49 / 49	12,4	24 / 32	1,8 / 2	40 / 40
16	17	32 / 39	3,4 / 3,6	91 / 91	16,4	32	2,8	75
20	21	38 / 45	4 / 4,4	147 / 147	20,5	40	3,2	100



26. Dimensions des rondelles à dents chevauchantes et des freins à bord relevé.

Principales dimensions normalisées des rondelles à dents et freins à bord**

d	A_1	D_1	e_1	h_1*	A_2	D_2	e_2	h_2*	A_3	D_3	e_3	h_3*	A_4	e_4 acier	e_4 laiton	t_{mini}	$k \pm 1$	s^{+1}_{+0}	f^{+1}_{+0}	g^{0}_{-2}
2	2,1	4,5	0,3	0,6					2,1	4,5	0,15	0,3								
2,5	2,6	5,5	0,3	0,6					2,6	5,5	0,2	0,45								
3	3,1	6	0,4	0,7	3,1	12	0,5	1	3,1	6	0,2	0,45								
4	4,1	8	0,5	0,9	4,1	15,5	0,8	1,5	4,2	8	0,25	0,6								
5	5,1	9,2	0,6	1	5,1	17,5	0,8	1,6	5,2	10	0,3	0,7	5,5	0,5	1	7	14	10	5	13
6	6,1	11	0,7	1,1	6,1	18	0,9	1,8	6,3	12	0,3	0,8	7	0,5	1	8	16	16	6	16
8	8,2	14	0,8	1,3	8,2	22	1	1,9	8,3	15,5	0,4	1,1	9	1	2	11	20	20	8	18
10	10,2	18	0,9	1,4	10,2	26	1,1	2,0	10,4	19	0,4	1,2	11	1	2	14	22	25	9	23
12	12,3	20	1	1,5	12,3	30	1,2	2,0	12,4	23	0,5	1,5	14	1	2	17	24	28	12	25
16	16,3	26	1,2	1,8	16,3	36	1,4	2,0	16,4	31	0,6	1,9	18	1	2	21	32	34	15	32
18	18,5	30	1,4	1,9									20	1	2	23	36	36	16	36
20	20,5	33	1,4	2									22	1	2	26	40	40	18	40
24	24,5	38	1,5	2,2									27	1,5	3	31	48	45	22	48
30	30,6	48	1,6	2,4									33	1,5	3	38	60	55	26	60

(*) h_1, h_2, h_3 sont des hauteurs après charge ; (**) A4 ± 2,5 %, acier, Cu-a1, CuZn33 ou 36, X5CrNi18-10

c) Rondelles freins à dents (« éventail »)

Le freinage (40 % supérieur dans le cas d'une denture chevauchante) est obtenu par incrustation des dents dans les pièces assemblées et par l'élasticité générale. La forme concave (à 90°) s'utilise avec les vis à tête fraisée (90°).

L'incrustation est favorable à l'établissement d'un contact électrique.

Elles existent en acier à ressort (bruni, zingué, cadmié, bichromaté), en inox, en bronze…

d) Principaux freins à sécurité absolue

Écrous à encoches avec rondelles à créneaux (voir chapitre 26 dimensions des roulements), écrous à créneaux (voir paragraphe écrous) et plaquettes arrêtoirs (freinage obtenu en rabattant un bord sur la pièce et un autre sur l'écrou).

10. Écrous et inserts spéciaux : exemples typiques

Écrou à sertir : en acier zingué bichromaté, son immobilisation est obtenue par refoulement du métal (sertissage à la presse) sous la partie conique de l'écrou.

Douille autotaraudeuse : fonctionne comme un taraud, pour plastiques et alliages légers.

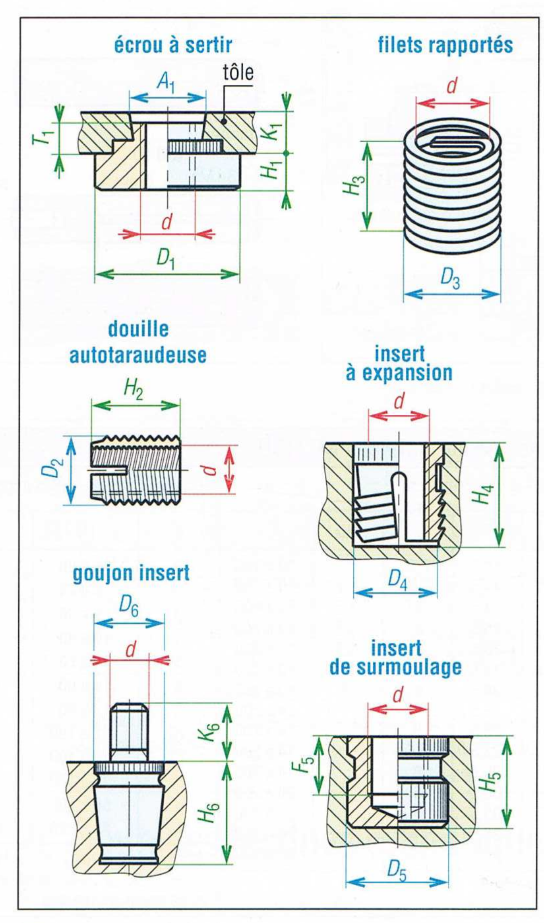
Filet rapporté : il ressemble à un ressort à spires jointives (section de forme losange en acier à ressort). La pièce doit être taraudée avec un taraud spécial.

Longueurs possibles $H_3 = 1{,}5d$ ($2d - 2{,}5d$ et $3d$), pas fin ou pas gros.

Insert à expansion : il fonctionne comme une cheville usuelle. Au moment du serrage, les demi parties inférieures s'écartent et s'incrustent dans le matériau de la pièce, pour les plastiques et les métaux tendres. Schématisation ISO des inserts, voir page 580.

Insert de surmoulage : pour les matières plastiques, l'insert est mis dans le moule juste avant moulage. L'ensemble se solidarise au refroidissement.

Goujons-inserts : pose par ultrasons ou thermique. Il existe des variantes pour surmoulage (matières plastiques).



27. Dimensions de quelques écrous rapportés et inserts.

Principales dimensions des écrous et inserts spéciaux

d	A_1 écrou	A_1 (tôle)	H_1	D_1	K_1	T_1	D_2	H_2	D_3	D'_3 ⌀ perçage
2,5	4,15	4,2	1,6	6,4	1,1 à 1,4	1,05	4	4		
					1,5 à 2,3	1,45				
3	4,70	4,75	1,6	7,1	idem	idem	5	6	3,65	3,2
4	5,35	5,4	2,4	7,9	idem	idem	7	8	4,90	4,2
5	6,30	6,35	2,4	8,7	idem	idem	8	10	6,05	5,2
6	8,70	8,75	4,4	11,1	1,4 à 2,3	1,35	10	12	7,05	6,3
					2,4 à 3,2	2,3				
8	10,45	10,5	6,0	12,7	idem	idem	12	15	9,6	8,3
10	12,65	12,7	6,7	14,3	2,3 à 3,2	2,2	15	18	12	10,3
					3,3 à 6,3	3,1				
12	16,60	16,65	9,1	20,6	3,2 à 6,3	3,1	18	22	14,3	12,5
					à 6,4	6				
14							20	24	16,6	14,6
16									18,6	16,6

d	D_4	H_4	D_5	F_5	H_5	D_6	H_6	K_6
2,5	4	4				4,1	5	5-10
3	5	5-8-9,5	4,5	3-4,5*	5,5-7*	4,7	5,5	5-10-15
4	6	5-8-9,5	5,8	4-6*	7-9*	6,1	7,5	5-10-15
5	7	6-9	7,3	5-7,5*	8,3-10,3	7,6	9	10-15-20
6	8	7-9	8,3	6-9*	9,8-12,8*	8,7	10	10-15-20
8	10	10						

$H_3 = 1{,}5d - 2d - 2{,}5d$ et $3d$

III - Goupilles

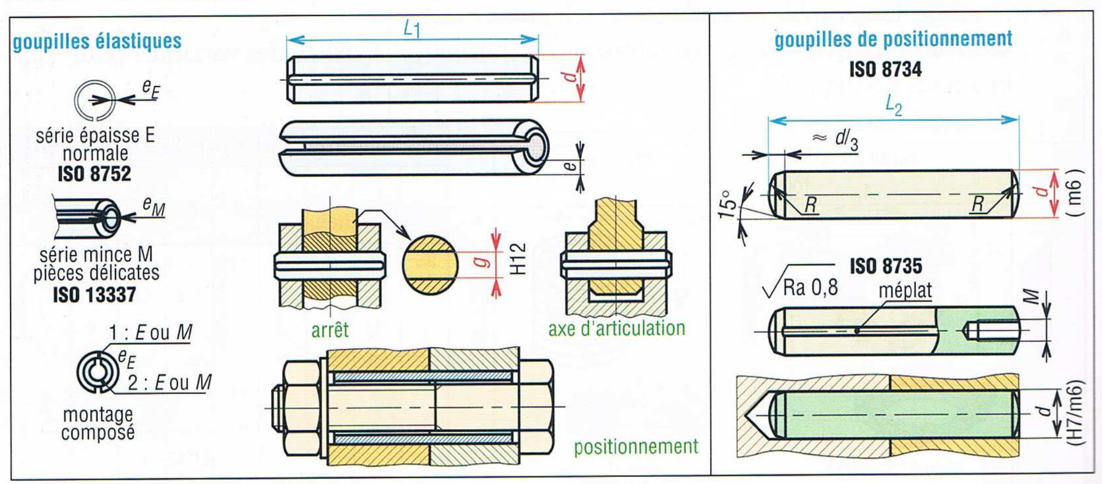
Les goupilles sont des organes de liaison simples et peu coûteux, utilisées soit pour immobiliser (goupilles d'arrêt) soit pour positionner ou centrer (goupilles de positionnement) un composant par rapport à un autre. Elles travaillent le plus souvent au cisaillement.

1. Goupilles élastiques NF EN ISO 8752 et 13337

En acier à ressort (ou inoxydable), elles sont faciles à utiliser. La goupille, dont le diamètre est plus grand que celui du trou, est comprimée dans son logement après montage, ce qui assure son maintien en position. Désignation : goupille élastique ISO 8752-6 × 30-St.
La série épaisse E est celle utilisée normalement. Si les efforts de cisaillement sont importants, on peut mettre deux goupilles l'une dans l'autre. Dureté 420 à 550 HV.
La série M est réservée aux montages " délicats ". Il existe des variantes non enchevêtrables (type N) et spiralées (ISO 8751...). Contrainte admissible du cisaillement 700 MPa.

2. Goupilles de positionnement cylindriques NF EN ISO 8734 et 8735

En acier « St » trempé (type A, ≈ 650 HV30) ou cémenté (type B, ≈ 700 HV1) ; ou en acier inoxydable martensitique « C_1 » trempé et revenu (≈ 560 HV30) ; Ra ≤ 0,8 µm ; variante avec trou taraudé pour extraction ; méplat, petite cannelure et extrémités optionnelles ; désignation : goupille cylindrique 8734-6×30-A-St. Elles sont utilisées pour des positionnements précis.



28. Dimensions des goupilles élastiques et des goupilles de positionnement.

Extraits de dimensions normalisées NF / ISO

goupilles élastiques (ISO 8752 et 13337)*										goupilles de positionnement (ISO 8734/35)		
g	d min	e_E	e_M	L_1	g	d min	e_E	e_M	L_1	d	L_2 ($js13$)	M
1	1,2	0,2	—	4 à 20	12	12,5	2,5	1	10 à 180	2	5 à 20	
1,5	1,7	0,3	0,2	4 à 20	13	13,5	2,5	1,2	10 à 180	2,5	6 à 24	
2	2,3	0,4	0,2	4 à 30	14	14,5	3	1,5	10 à 200	3	8 à 30	
2,5	2,8	0,5	0,3	4 à 30	(15)	15,5	3	1,5	10 à 200	4	10 à 40	
3	3,3	0,6	0,3	4 à 40	16	16,5	3	1,5	10 à 200	5	12 à 50	
3,5	3,8	0,75	0,3	4 à 40	18	18,5	3,5	1,8	10 à 200	6	14 à 60	M4
4	4,4	0,8	0,4	4 à 50	20	20,5	4	2	10 à 200	8	18 à 80	M5
4,5	4,9	1	0,4	5 à 50	21	21,5	4		14 à 200	10	22 à 100	M6
5	5,4	1	0,5	5 à 80	25	25,5	5		14 à 200	12	26 à 100	M6
6	6,4	1,2	0,6	10 à 100	28	28,5	5,5		14 à 200	16	40 à 100	M8
(7)	7,5	1,2	0,6	10 à 100	30	30,5	6		14 à 200	20	50 à 100	M10
8	8,5	1,5	0,8	10 à 120	32	32,5	6		20 à 200	25	50 à 120	M16
(9)	9,5	2	1	10 à 120	35	35,5	7		20 à 200	gamme L_2 : 6-8-10-12-14-16-18-20-22-24-26-28-30-32-35-40-45-50-55-60-70-75-80-85-90-95-100-120		
10	10,5	2	1	10 à 160	38	38,5	7,5		20 à 200			
(11)	11,5	2	1	10 à 160	40	40,5	7,5		20 à 200			
gamme des longueurs L_1 : 4-5-6-8-10-12-14-16-18-20-22-24-26-30-32-35-40-45-50-55-60-65-70-75-80-85-90-95-100-120-140-160-180-200												

* g = Ø nominal ; d = Ø avant montage ; L_1 commune aux 2 séries ; 1-1,5-32-38 série épaisse uniquement.

3. Goupilles cylindriques, non traitées NF EN ISO 2338 et 8733

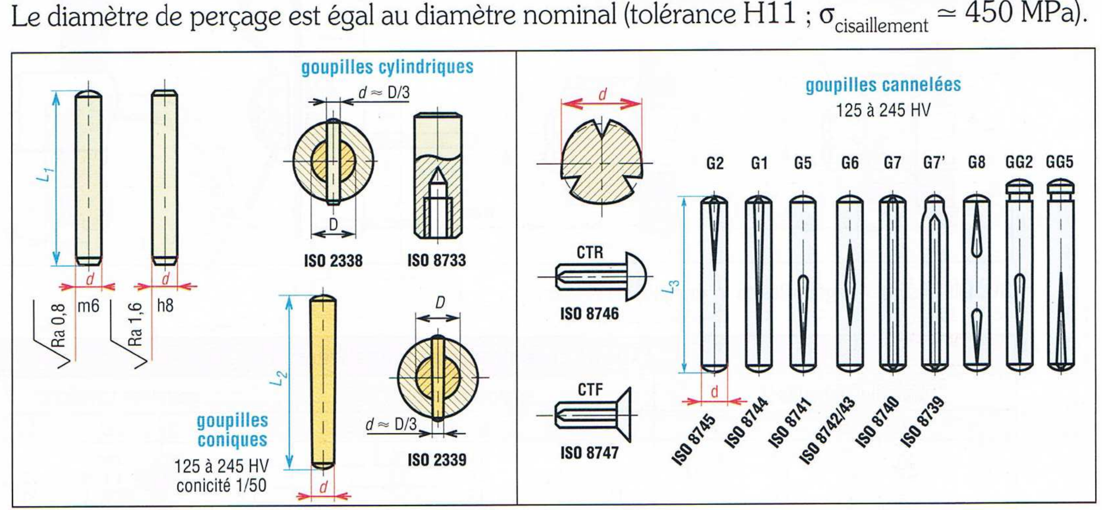
En acier doux « St » trempé (≈ 245HV30) et en acier inoxydable austénitique « A_1 » (≈ 280HV30) ; deux qualités : tolérance m6 sur *d* avec $R_a \leqslant 0{,}8$ µm et h8 avec $R_a \leqslant 1{,}6$; avec trou taraudé possible « ISO 8733 » ; extrémités optionnelles ; utilisation : arrêts ou positionnements ; désignation : goupille cylindrique ISO 2238-6m6×30-St (pour *d* = 6 ; tolérance m6 ; L = 30).

4. Goupilles coniques d'arrêt

La forme conique simplifie le maintien de la goupille dans son logement (« coincement »). Les trous coniques sont obtenus en finition par un alésoir. Deux qualités : type A (rectifiées, R_a 0,8) ; type B (tournées, R_a 3,2). Désignation : goupille conique ISO 2339-A-6×50-St. Existent avec trou taraudé (ISO 8736) ou avec tige filetée (ISO 8737).

5. Goupilles cannelées NF EN ISO 8739...

Elles permettent des goupillages économiques. Il existe de nombreuses variantes : G1, G2... Le plus souvent, trois cannelures, suivant trois génératrices à 120°, débordent du diamètre nominal (*d*) et assurent par déformation élastique et coincement le maintien en position de la goupille dans son logement. Désignation : goupille cannelée ISO 8745-6×50-St.
Le diamètre de perçage est égal au diamètre nominal (tolérance H11 ; $\sigma_{cisaillement} \simeq 450$ MPa).



29. Dimensions des goupilles cylindriques, coniques (*d* petit diamètre) et cannelées.

Extraits de dimensions normalisées

goupilles cylindriques (ISO 2338)				goupilles coniques (ISO 2339)				goupilles cannelées (ISO 87 . .)					
d	L_1	*d*	L_1	*d*	L_2	*d*	L_2	*d*	L_3 ($G_7, G_1, G_{7'}$)	L_3 (G_2, G_5, G_6)	*d*	L_3 ($G_7, G_1, G_{7'}$)	L_3 (G_2, G_5, G_6)
0,6	2 à 6	6	12 à 60	0,6	4 à 8	6	22 à 90	1,5	8 à 20	8 à 20	8	14 à 100	14(26) à 100
0,8	2 à 8	8	14 à 80	0,8	5 à 12	8	22 à 120	2	8 à 30	12 à 30	10	14 à 100	18(32) à 160
1	4 à 10	10	18 à 95	1	6 à 16	10	26 à 160	2,5	10 à 30	12 à 30	12	18 à 100	26(40) à 200
1,2	4 à 12	12	22 à 140	1,2	6 à 20	12	32 à 180	3	10 à 40	12 à 40	16	24 à 100	26(45) à 200
1,5	4 à 16	16	26 à 180	1,5	8 à 24	16	40 à 200	4	10 à 60	18 à 60	20	26 à 100	26(45) à 200
2	6 à 20	20	35 à 200	2	10 à 35	20	45 à 200	5	14 à 60	18 à 60	25	26 à 100	26(45) à 200
2,5	6 à 24	25	50 à 200	2,5	10 à 35	25	50 à 200	6	14 à 80	22 à 80			
3	8 à 30	30	60 à 200	3	12 à 45	30	55 à 200						
4	8 à 40	40	80 à 200	4	14 à 55	40	60 à 200						( ) G6
5	10 à 50	50	95 à 200	5	18 à 60	50	65 à 200						
L_1 : 2-3-4-5-6-8-10-12-14-16-18-20 22-24-26-28-30-32-35-40-45-50-55 60-65-70-80-85-90-95-100-110-120 140-160-180-200				L_2 : 2-3-4-5-6-8-10-12-14-16-18-20 22-24-26-28-30-32-35-40-45-50-55 60-65-70-75-80-85-90-95-100-120 140-160-180-200				L_3 : 8-10-12-14-16-18-20-22-24-26-28-30-32-35 40-45-50-55-60-65-70-75-80-85-90-95-100-120 140-160-180-200					

6. Goupilles fendues cylindriques V – NF EN ISO 1234

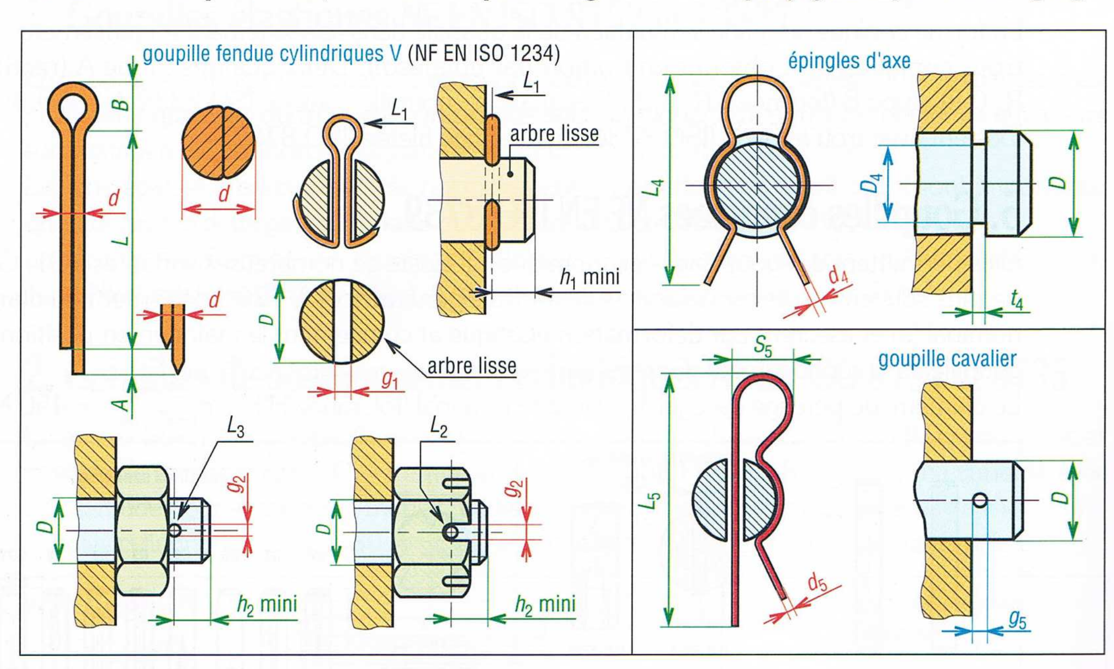
Ces goupilles d'arrêt ne doivent pas travailler au cisaillement. Dessin figure 30.
Utilisation : arrêts d'axes lisses ; écrous HK à créneaux ; tige filetée derrière des écrous ordinaires...

7. Épingles d'axe

Elles sont logées dans une gorge comme un circlips et ne doivent pas travailler au cisaillement. La déformation élastique assure le maintien en position.

8. Goupilles cavaliers

Variante du cas précédent, leur mise en place exige un trou de perçage à la place d'une gorge.



30. Dimensions des goupilles en V, épingles et cavaliers.

Extraits de dimensions normalisées

goupilles fendues V					épingles d'axe					goupilles cavaliers				
g_1	d	B	A	L*	d_4	D_4	t_4	D	L_4	d_5	g_5	D	L_5	S_5
0,6	0,5	2	1,6	4 à 12			mini	± 6%	≈		mini	mini		
0,8	0,7	2,4	1,6	5 à 16	0,5	1,5	0,6	2,5	9,5	0,9	1,1	4 à 6	22	6
1	0,9	3	1,6	6 à 20	0,5	2	0,6	3	9,5	1,2	1,4	5 à 8	31	10
1,2	1	3	2,5	8 à 25	0,6	2,8	0,7	4	10	1,5	1,7	6 à 10	37	11
1,6	1,4	3,2	2,5	8 à 32	0,7	2,6	0,8	4	10	1,8	2	7 à 12	46	12
2	1,8	4	2,5	10 à 40	0,7	2,6	0,8	4	15	2	2,2	9 à 14	53	15
2,5	2,3	5	2,5	12 à 50	0,7	3,6	0,8	5	13	2,4	2,6	10 à 16	60	17
3	2,9	6,4	3,2	14 à 63	0,8	3,4	0,9	5	13	2,7	3	11 à 18	70	20
4	3,7	8	4	18 à 80	1	4	1,1	6	16	3	3,4	12 à 20	76	22
5	4,6	10	4	22 à 100	1	5	1,1	7	19	3,5	4	13 à 22	84	24
6	5,9	13	4	32 à 125	1,2	5,6	1,3	8	21	4	4,5	15 à 25	96	28
8	7,5	16	4	40 à 160	1,5	7	1,7	10	27	4,5	5	18 à 30	115	38
10	9,5	20	6,3	45 à 200	1,5	9	1,7	12	30					
13	12,4	26	6,3	71 à 250	1,5	11	1,7	14	32					
16	15,4	32	6,3	112 à 280	1,5	12,5	1,7	15,5	34					
20	19,3	40	6,3	160 à 280	2	14,5	2,2	18,5	48					

* gamme des longueurs L : 4-5-6-8-10-12-14-16-18-20-22-25-28-32-36-40-45-50-56-63-71-80-90-100-112-125-140-160-180-200-224-250-280

Goupilles fendues V : dimensions des principaux goupillages NF E 27- 488

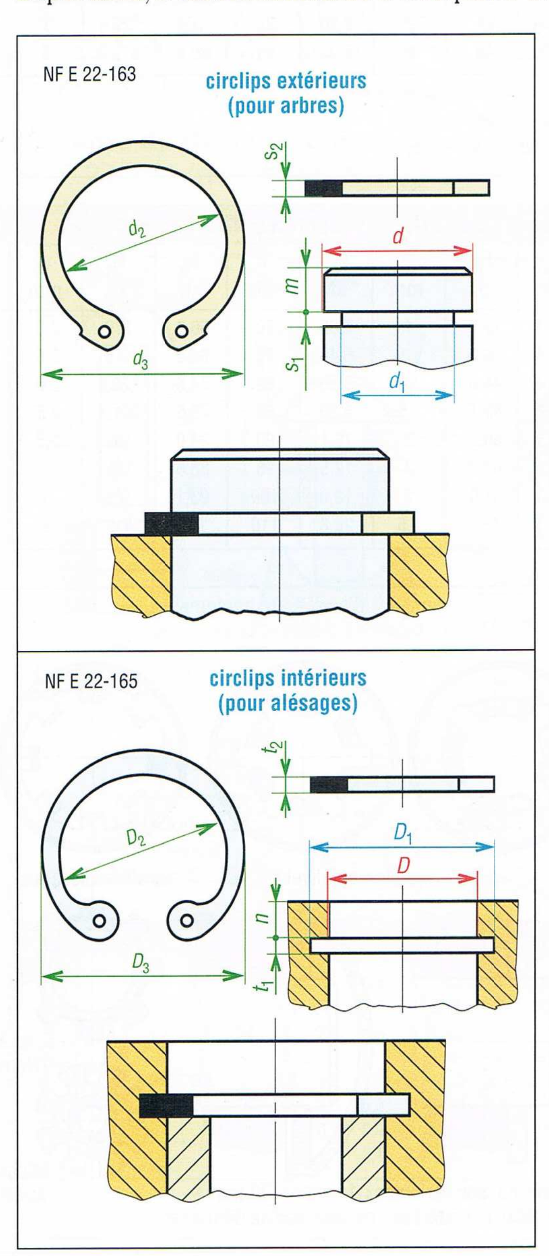
D	g_2	h_2	L_2	L_3	g_1	h_1	L_1	D	g_2	h_2	L_2	L_3	g_1	h_1	L_1
1,6	0,6	1,2	5	4	-	-	-	24	5	6,8	50	40	6,3	9	45
2	0,6	1,2	6	4	-	-	-	27	5	6,8	56	40	6,3	9	45
2,5	0,6	1,2	8	4	-	-	-	30	6,3	8,7	63	50	8	10	56
3	0,8	1,5	8	5	0,8	1,6	5	33	6,3	8,7	71	50	8	10	56
4	1	1,8	10	8	1	2,2	8	36	6,3	8,7	71	56	8	10	63
5	1,2	2	12	8	1,2	2,9	8	39	6,3	8,7	80	56			
6	1,6	2,5	14	10	1,6	3,2	10	40				8	10	63	63
8	2	3,2	18	14	2	3,5	14	42	8	11,4	90	63			
10	2,5	3,8	25	18	3,2	4,5	18	45	8	11,4	90	71	10	12	80
12	3,2	4,5	28	22	3,2	5,5	22	48	8	11,4	100	71			
14	3,2	4,5	32	25	4	6	25	50					10	12	80
16	4	5,3	36	28	4	6	28	52	8	12,2	100	80			
18	4	5,3	40	28	5	7	32	55					10	14	80
20	4	5,3	40	32	5	8	36	56	8	12,5	112	80			
22	5	6,8	45	36	5	8	36	60	10	14,8		90	10	14	90

IV - Circlips et anneaux élastiques

Ils permettent la fixation axiale ou l'épaulement d'éléments de machines (roulements, bagues, entretoises…) sur des arbres ou dans des alésages.
Ils ont la forme d'anneaux fendus dont l'élasticité permet le montage et le maintien en position après assemblage.
Avantages : faible coût ; économie de matière ; usinages standards ; faible encombrement axial.

1. Circlips extérieurs et intérieurs

Très utilisés, de diamètres de 3 à 1 000 mm, ils peuvent supporter des efforts axiaux assez importants et sont bien adaptés aux grandes vitesses de rotation. Leur montage exige une pince spécial à becs avec ergots. Normes : NF E 22-163, NF E 22-165.
Recommandation : avec les roulements ou toute pièce chanfreinée et si les efforts axiaux sont importants, il est recommandé d'interposer une rondelle d'appui (fig. 32).



31. Dimensions des circlips extérieurs et intérieurs.

Circlips extérieurs : principales dimensions normalisées

d	d_1**	d_4*	s_1 H13	s_2 h11	m mini	d	d_1 h12	d_4*	s_1 H13	s_2 h11	m mini
3	2,8	7	0,5	0,4	0,3	25	23,9	34,2	1,3	1,2	1,7
4	3,8	8,6	0,5	0,4	0,3	30	28,6	40,5	1,6	1,5	2,1
5	4,8	10,3	0,7	0,6	0,3	35	33	46,8	1,6	1,5	3
6	5,7	11,7	0,8	0,7	0,5	40	37,5	52,6	1,85	1,75	3,8
7	6,7	13,5	0,9	0,8	0,5	45	42,5	59,1	1,85	1,75	3,8
8	7,6	14,7	0,9	0,8	0,6	50	47	64,5	2,15	2	4,5
10	9,6	17	1,1	1	0,6	55	52	70,2	2,15	2	4,5
12	11,5	19	1,1	1	0,8	60	57	75,6	2,15	2	4,5
14	13,4	21,4	1,1	1	0,9	65	62	81,4	2,65	2,5	4,5
15	14,3	22,6	1,1	1	1,1	70	67	87	2,65	2,5	4,5
16	15,2	23,8	1,1	1	1,2	75	72	92,7	2,65	2,5	4,5
17	16,2	25	1,1	1	1,2	80	76,5	98,1	2,65	2,5	5,3
18	17	26,2	1,3	1,2	1,5	90	86,5	108,5	3,15	3	5,3
20	19	28,4	1,3	1,2	1,5	100	96,5	120,2	3,15	3	5,3

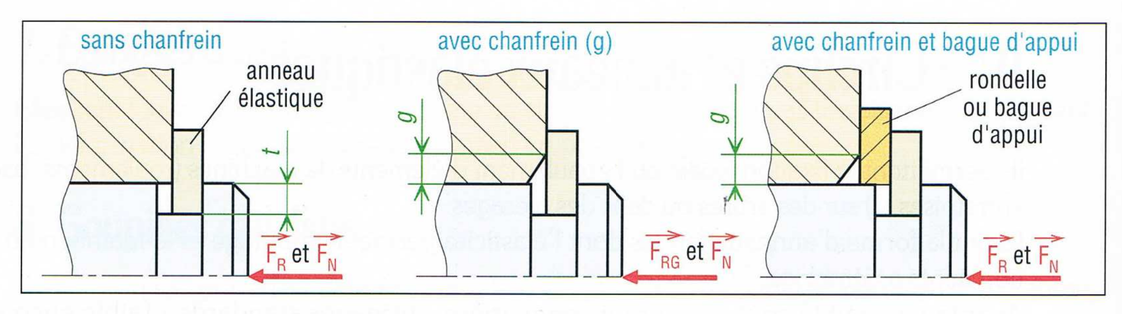
d_1** : diamètre d_1 (h11) si $d < 20$ et (h12) si $d \geqslant 20$
d_4* : espace (diamètre) nécessaire pour le montage

Circlips intérieurs : principales dimensions normalisées

D	D_1**	D_4*	t_1 H13	t_2 h11	n mini	D	D_1 H12	D_4*	t_1 H13	t_2 h11	n mini
8	8,4	3	0,9	0,8	0,6	45	47,5	32	1,85	1,75	3,8
10	10,4	3,7	1,1	1	0,6	50	53	36,3	2,15	2	4,5
12	12,5	4,9	1,1	1	0,8	55	58	40,7	2,15	2	4,5
14	14,6	6,2	1,1	1	0,9	60	63	44,7	2,15	2	4,5
15	15,7	7,2	1,1	1	1,1	65	68	49	2,65	2,5	4,5
16	16,8	8	1,1	1	1,2	70	73	53,6	2,65	2,5	4,5
17	17,8	8,8	1,1	1	1,2	75	78	58,6	2,65	2,5	4,5
18	19	9,4	1,1	1	1,5	80	83,5	62,1	2,65	2,5	5,3
20	21	11,2	1,1	1	1,5	85	88,5	66,9	3,15	3	5,3
25	26,2	15,5	1,3	1,2	1,8	90	93,5	71,9	3,15	3	5,3
30	31,4	19,9	1,3	1,2	2,1	95	98,5	76,5	3,15	3	5,3
35	37	23,6	1,6	1,5	3	100	103,5	80,6	3,15	3	5,3
40	42,5	27,8	1,85	1,75	3,8	110	114	88,2	4,15	4	6

D_1** : diamètre D_1 (H11) si $D < 20$ et (H12) si $D \geqslant 20$
D_4* : espace (diamètre) nécessaire pour le montage

Voir forces axiales admissibles page 216.



32. Forces axiales admissibles par les anneaux élastiques.

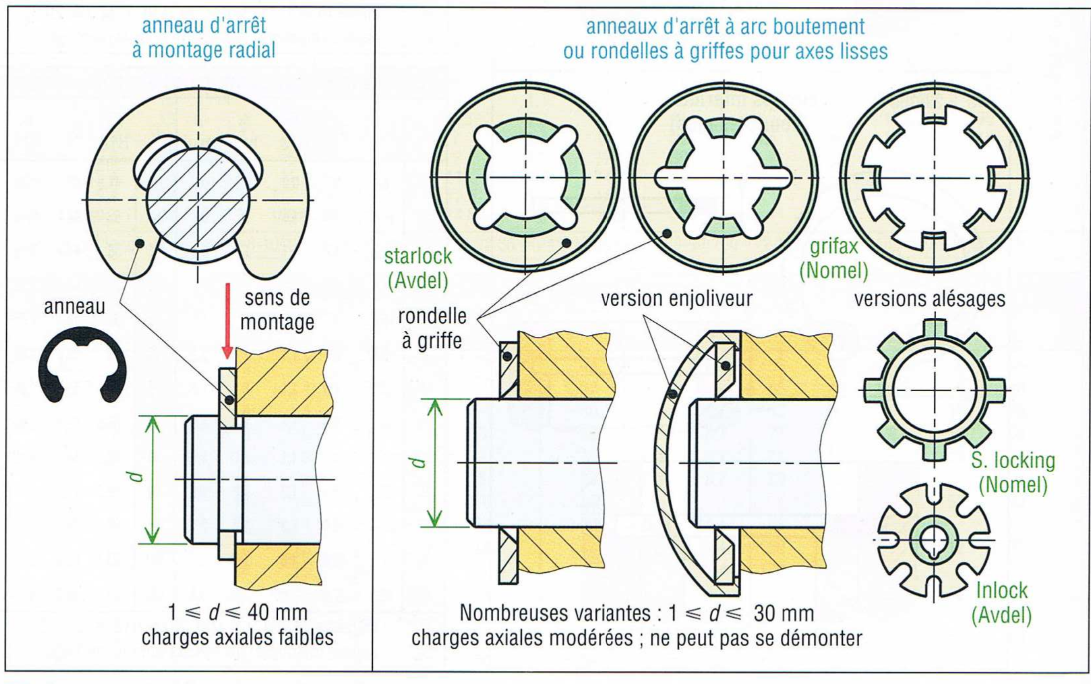
Anneaux élastiques pour arbres : forces axiales supportées NF E 22-163

d mm	F_N kN	F_R kN	g mm	F_{RG} kN	d mm	F_N kN	F_R kN	g mm	F_{RG} kN	d mm	F_N kN	F_R kN	g mm	F_{RG} kN
3	0,15	0,47	0,5	0,27	15	2,66	6,90	1	2,40	50	38	73,3	2	14,4
4	0,20	0,50	0,5	0,30	17	3,46	8	1	2,40	55	42	71,4	2,5	11,4
5	0,26	1	0,5	0,80	20	5,06	17,1	1,5	3,85	60	46	69,23	2,5	11,3
6	0,46	1,45	0,5	0,90	25	7,05	16,2	1,5	3,70	65	49,8	135,6	2,5	22,7
7	0,54	2,60	0,5	1,40	30	10,73	32,1	1,5	7,65	70	53,8	134,2	2,5	23
8	0,81	3	0,5	2	35	17,80	30,8	2	5,55	75	57,6	130	2,5	22,8
10	1,01	4	1	2,40	40	45,30	51	2	9,50	80	71,6	128,4	3	19,5
12	1,53	5	1	2,40	45	28,60	49	2	9,35	90	80,8	217,2	3	34,4

F_N : fore axiale admissible entre abre et anneau, dépend de (t) et du matériau de l'arbre.
F_R : force axiale admissible par l'anneau sans chanfrein (g) sur la pièce en appui.
F_{RG} : force axiale admissible par l'anneau avec chanfrein (g) sur la pièce en appui.

Anneaux élastiques pour alésages : forces axiales supportées NF E 22-165

d mm	F_N kN	F_R kN	g mm	F_{RG} kN	d mm	F_N kN	F_R kN	g mm	F_{RG} kN	d mm	F_N kN	F_R kN	g mm	F_{RG} kN
8	0,86	2,00	0,5	1,50	30	11,3	13,7	1	4,60	70	56,2	119	2,5	21,0
9	0,96	2,00	0,5	1,50	35	18,8	26,9	1,5	6,40	75	60,0	118	2,5	21,0
10	1,08	4,00	0,5	2,20	40	27,0	44,6	1,5	8,30	80	74,6	120,9	2,5	21,8
12	1,60	4,00	0,5	2,30	45	30,2	43,1	1,5	8,20	85	79,5	201,4	2,5	31,2
15	2,80	5,00	0,5	2,30	50	40,5	60,8	2	12,1	90	84,0	199	2,5	31,4
17	3,60	6,00	1	2,50	55	44,4	60,3	2	12,5	95	88,6	195	3	31,4
20	5,40	7,20	1	2,50	60	48,3	61,0	2	13,0	100	93,1	188	3	30,8
25	8,00	14,6	1	4,70	65	51,8	121	2,5	20,8	110	117	415	3	71,0



33. Autres anneaux d'arrêt pour axes et alésages.

V - Rivetage

Les rivets sont utilisés par toutes les industries pour l'assemblage indémontable de petits ou de grands composants. L'assemblage d'une structure d'avion exige près de 2 500 000 rivets, dont la pose représente 30 % du temps total de montage.

Avantages : sécurité de fixation ; économique ; cadences de production élevées ; assemblage de matières différentes et d'épaisseurs différentes ; assemblages résistants au phénomène de fatigue contrairement au soudage. Nombreuses variantes : usuelles, aérospatiale…

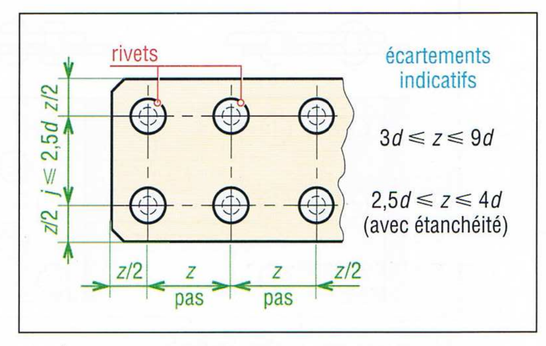
Inconvénients : non démontable ; têtes protubérantes.

1. Rivets usuels

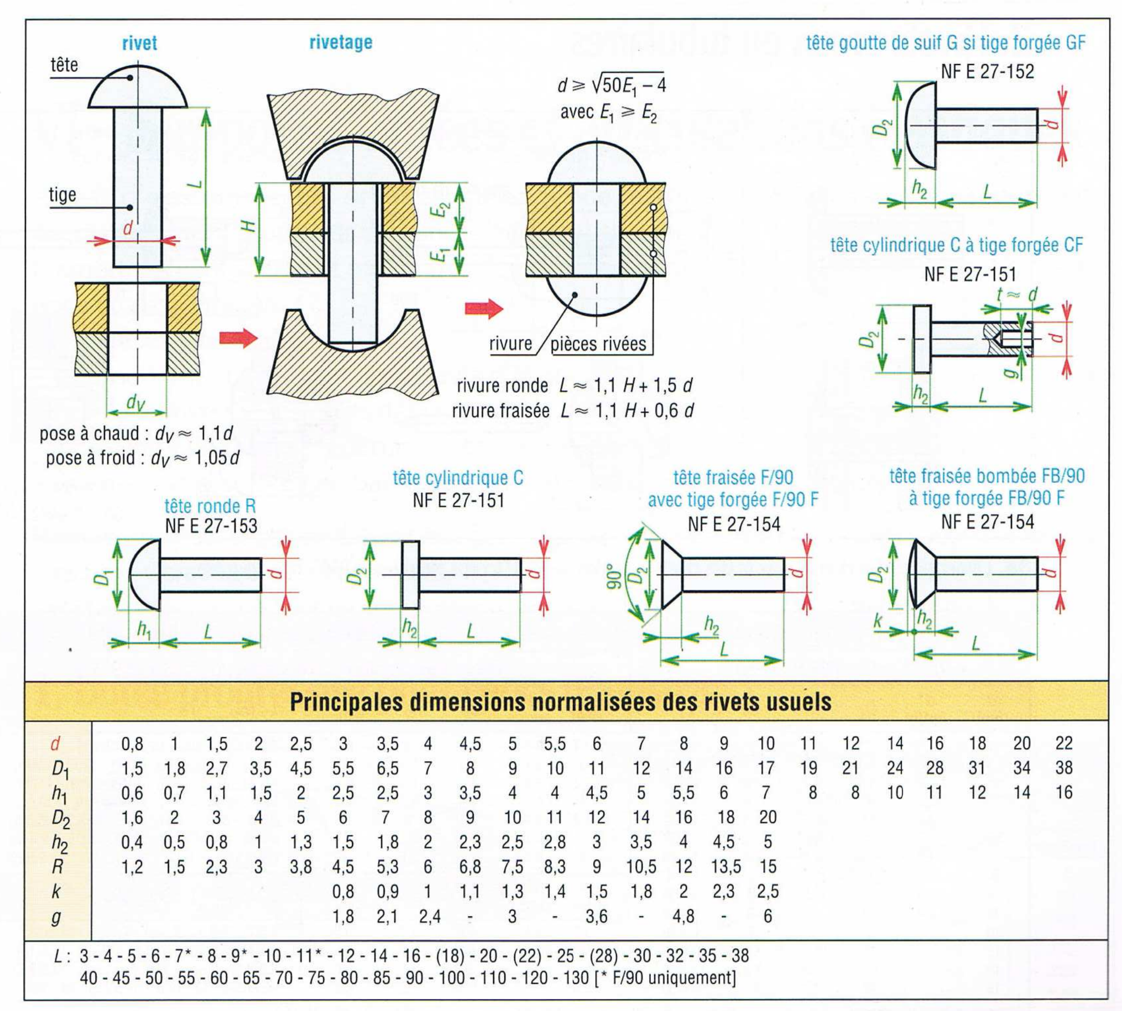
Leur pose exige que l'on puisse intervenir des deux côtés de l'assemblage : côté tête et côté rivure.

Les têtes peuvent être rondes (symbole R), cylindriques plates (C et CF) ou fraisées (90°, 60° ou 120°) si l'on veut noyer les têtes (F/90, FB/90…).

Exemple de désignation : F/90 10.40, NF E 27-154 (rivet à tête fraisée $d = 10$, $L = 40$ mm et norme de référence).



34. Écartements indicatifs des rivets.



Principales dimensions normalisées des rivets usuels

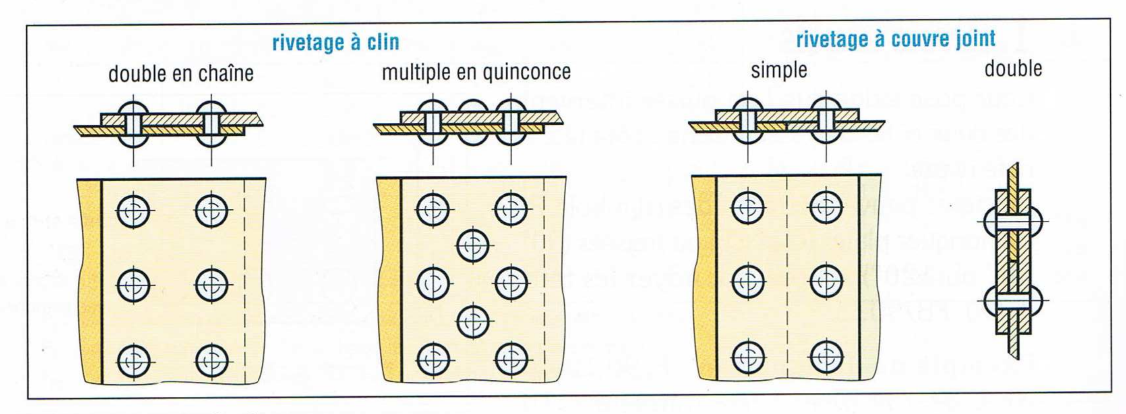
d	0,8	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	7	8	9	10	11	12	14	16	18	20	22
D_1	1,5	1,8	2,7	3,5	4,5	5,5	6,5	7	8	9	10	11	12	14	16	17	19	21	24	28	31	34	38
h_1	0,6	0,7	1,1	1,5	2	2,5	2,5	3	3,5	4	4	4,5	5	5,5	6	7	8	8	10	11	12	14	16
D_2	1,6	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	14	16	18	20							
h_2	0,4	0,5	0,8	1	1,3	1,5	1,8	2	2,3	2,5	2,8	3	3,5	4	4,5	5							
R	1,2	1,5	2,3	3	3,8	4,5	5,3	6	6,8	7,5	8,3	9	10,5	12	13,5	15							
k						0,8	0,9	1	1,1	1,3	1,4	1,5	1,8	2	2,3	2,5							
g						1,8	2,1	2,4	-	3	-	3,6	-	4,8	-	6							

L : 3 - 4 - 5 - 6 - 7* - 8 - 9* - 10 - 11* - 12 - 14 - 16 - (18) - 20 - (22) - 25 - (28) - 30 - 32 - 35 - 38
40 - 45 - 50 - 55 - 60 - 65 - 70 - 75 - 80 - 85 - 90 - 100 - 110 - 120 - 130 [* F/90 uniquement]

35. Dimensions des rivets usuels.

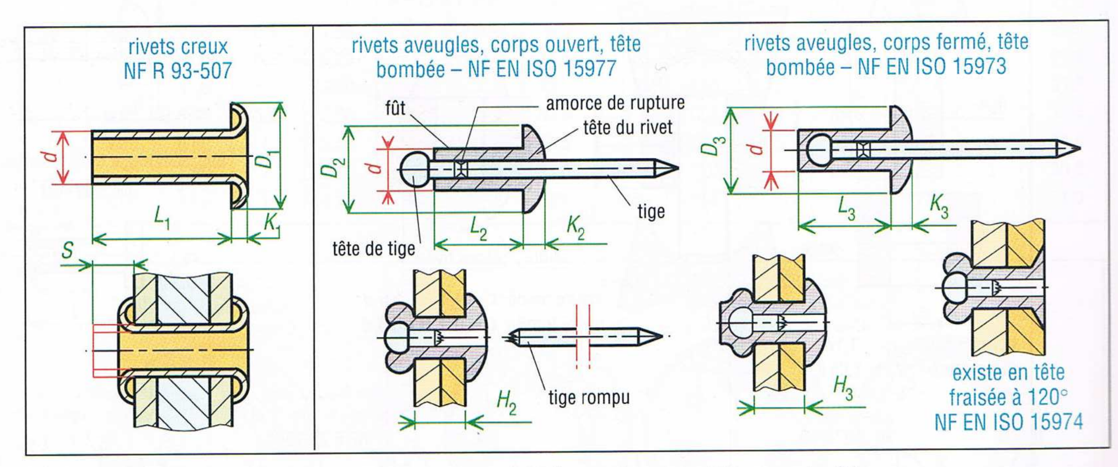
Représentation symbolique des rivets - NF E 04-014		
rivets	rivets posés à l'atelier	rivets posés au chantier
tête et rivures rondes		
tête ou rivure ronde		
tête et rivures fraisées		

36. Représentation symbolique des rivets. Voir aussi page 581 : NF ISO 5845-1.



37. Dispositions usuelles des rivets.

2. Rivets creux ou tubulaires



38. Dimensions des rivets creux et des rivets aveugles ou POP (corps aluminium AlA ; tige acier St).

Principales dimensions des rivets creux et des rivets aveugles (rivet alu/tige acier)

rivets creux (NF R 93-507)					
d rivet	d^* perçage	D_1	K_1	S	L_1**
1,2	1,3	2	0,3	1	2 à 20
1,5	1,6	2,5	0,3	1,2	3 à 20
2	2,2	3,5	0,4	1,2	3 à 20
2,5	2,7	4	0,4	1,4	4 à 32
3	3,2	4,5	0,5	1,4	4 à 32
3,5	3,7	5	0,5	2,2	4 à 32
4	4,3	6,5	0,8	2,2	4 à 40
5	5,3	8	0,8	3	5 à 40
6	6,4	10	1,5	4	6 à 50
8	8,4	13	2	5	8 à 50
10		5	2	5	10 à 50
12		18	2,3	6,5	12 à 50
14		21	2,3	6,5	12 à 50
16		22	2,3	6,5	12 à 50

rivets à expansion ou rivets aveugles ISO 15977					
d rivet	d^* perçage	D_2	K_2	H_2 mini	L_2 (H_{2maxi})
2,4	2,5	5	1	0,5	4(2) - 6(4) - 8(6) - 10(8) - 12(9,5)
3	3,1	6,3	1,3	0,5	4(1,5) - 6(3,5) - 8(5) - 10(7) - 12(9) - 16(13)
3,2	3,3	6,7	1,3	0,5	4(1,5) - 6(3,5) - 8(5) - 10(7) - 12(9) - 16(13)
4	4,1	8,4	1,7	1,0	6(3) - 8(5) - 10(6,5) - 12(8,5) - 16(12,5)
4,8	4,9	10,1	2	1,5	6(2,5) - 8(4) - 10(6) - 12(8) - 16(12) - 20(15)
5	5,1	10,5	2,1	1,5	6(2,5) - 8(4) - 10(6) - 12(8) - 16(12) - 20(15)
6	6,1	12,6	2,5	2	8(3) - 10(5) - 12(7) - 16(11) - 20(15) - 25(20)
d rivet	d^* perçage	D_3 mini	K_3	H_3 mini	L_3 (H_{3maxi}) ISO 15973
3,2	3,3	5,8	1,3	0,5	6,5(2) - 8(3,5) - 9,5(5) - 11(6,5) - 12,5(8)
4	4,1	6,9	1,7	0,5	8(3,5) - 9,5(5) - 11(6,5) - 12,5(8) - 14,5(10)
4,8	4,9	8,3	2	0,5	8,5(3,5) - 9,5(5) - 11(6,5) - 13(8) - 14,5(9,5) - 16(11)
6,4	6,5	11,6	2,7	1,5	12,5(6,5) - 13 - 14,5 - 15,5(9,5) - 16 - 18

longueurs L_1** usuelles : 2 - 2,5 - 3 - 3,5 - 4 - 5 - 6 - 8 - 10 - 12 - 14 - 16 - 18 - 20 - 22 - 25 - 28 - 32 - 40 - 45 - 50
d^* : diamètre de perçage des pièces à riveter

En acier (C22, X2CrNi18-10…) ou en métaux non ferreux (2017A, 5356, CuZn36…), ils sont légers et faciles à sertir. Leurs dimensions sont données dans le tableau page précédente.
Utilisations : aéronautique ; électromécanique…

3. Rivets à expansion ou rivets aveugles

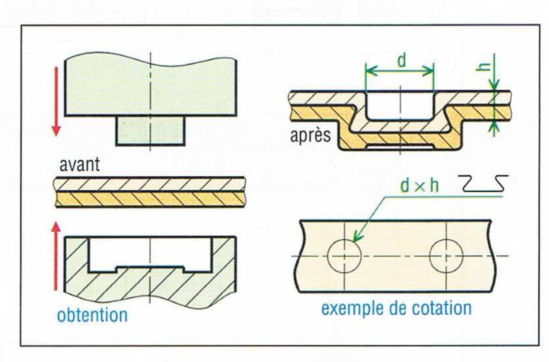
Ils sont les seuls utilisables lorsque les pièces à riveter ne sont accessibles que d'un côté ; par exemple, lorsque l'une des pièces est creuse : réservoir, profilé creux. Nombreuses variantes.

Rivets aveugles à corps ouvert : la rivure s'obtient en tirant sur la tige avec une pince spéciale prenant appui sur la tête. Une fois la rivure formée la tige casse net. Matériaux possibles : aluminium ; inox ; cuivreux… Variantes : corps encoché, corps fendu, tige retenue ou éjectée, têtes…

Rivets aveugles à corps fermé : variante étanche du précédent sans fuites au niveau de la tige.
Désignation : rivet aveugle ISO 15973 – 4 × 12,5 – AlA/st.

4. Points clinchés (Tox…)

Les points clinchés sont à la frontière entre le sertissage et le rivetage. En grande série ils permettent l'assemblage à froid de tôles sans rivet.
Diamètres usuels des points (en mm) :
3 - 4 - 5 - 6 - 8 - 10…
Matériaux divers (Traités et revêtus) :
aciers, aluminium, cuivreux…



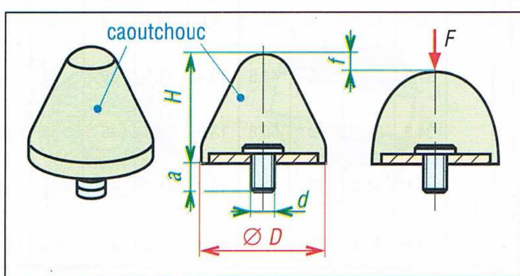
39. Principe des points TOX. Symbolisation page 80.

VI – Supports, butées et articulations élastiques

À base d'élastomère, ces organes, mélanges de ressort et d'amortisseur, possèdent à des degrés divers des propriétés d'élasticité et d'amortissement.
L'amortissement se traduit par un freinage du mouvement réduisant les amplitudes des oscillations ou des vibrations.
Propriétés générales :
– Ils absorbent et corrigent les défauts d'alignement ou de positionnement, les petites différences d'entraxes et les petits déplacements parasites au cours de fonctionnement.
– Ils assurent une bonne répartition des charges dans la liaison.
– Ils isolent et absorbent en partie les chocs et les phénomènes vibratoires.

Remarques : les supports doivent être placés de façon à avoir leur plus grande souplesse dans le sens de la vibration la plus importante.
Les élastomères travaillent en compression, au cisaillement ou selon une combinaison des deux.

1. Butée progressive pour chocs (Paulstra…)



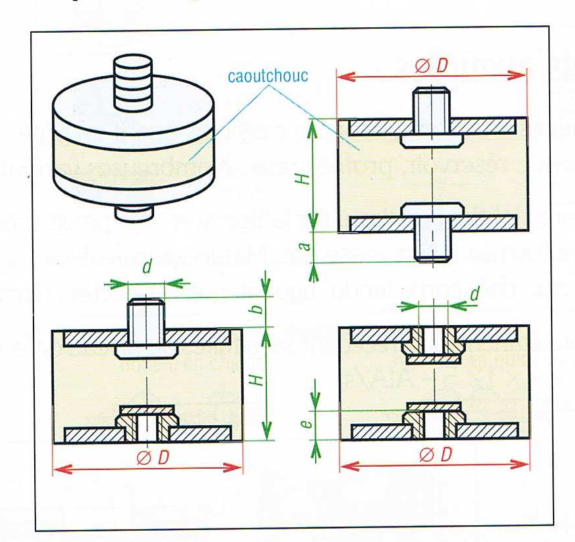
40. Dimensions de butées progressives pour chocs.

Butée progressive pour chocs ; extraits de dimensions

D (mm)	H (mm)	d (mm)	a (mm)	charge F (daN)	flèche f (mm)	énergie absorbée (joules) Es normale chocs répétés	Es limite exceptionnel
25,5	19	M8	20	100	8	3	9
30	30	M6	13,5	140	15	6	18
50	50	M8	20	340	25	30	90
50	64	M8	35	370	32	40	120
72	58	M12	30	550	26	50	230
95	80	M16	45	1 100	37	120	600

2. Supports à élasticité radiale : Paulstra « radiaflex »...

Propriétés : rigidité axiale en compression, et souplesse radiale au cisaillement.

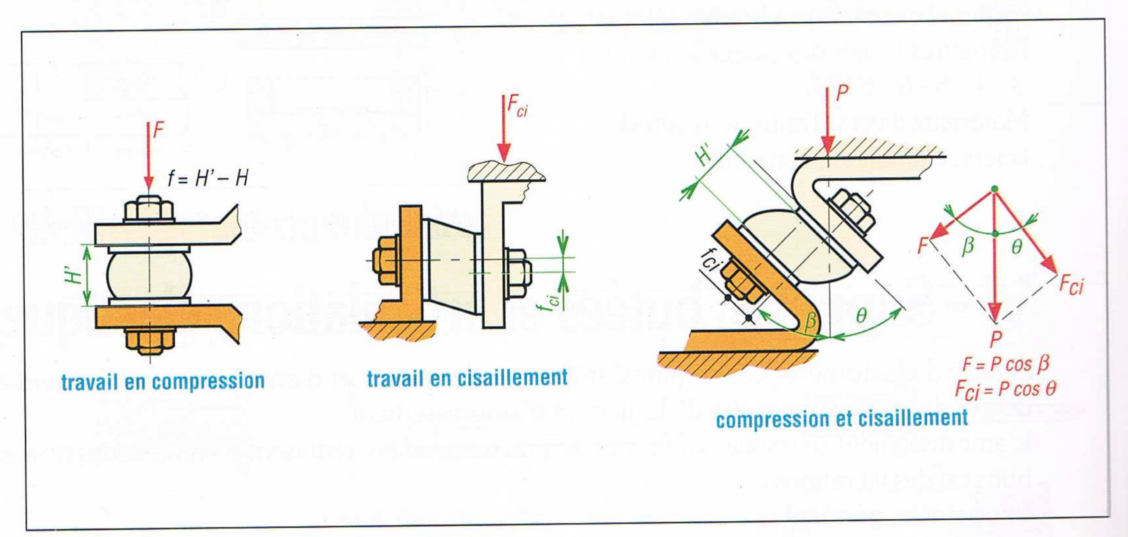


41. Dimensions des supports à élasticité radiale.

Supports à élasticité radiale : extraits de dimensions

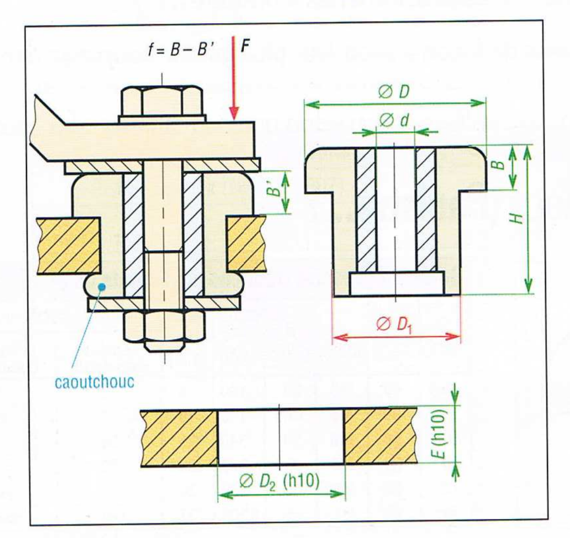
D (mm)	H (mm)	d (mm)	a (mm)	b (mm)	e (mm)	en compression F (daN)	en compression f (mm)	au cisaillement F_{ci} (daN)	au cisaillement f_{ci} (mm)
12,5	15	M5	10			10	3	2,5	2
16	10	M5	12	12	3	20	1,5	2,5	1,5
16	20	M5	12	12	3	15	4	2,5	4
20	15	M6	16,5	16,5	4	35	3	5	2,5
20	25	M6	16,5	16,5	4	30	5,5	4,5	4,5
25,5	22	M8	20	20	6	50	3,5	8	4
25,5	30	M8	20	20	6	50	7,5	8	6
30	30	M8	25	25	6	70	8	11	6
40	35	M10	25	25	8	120	7,5	20	6,5
50	35	M10	25	25	8	250	8	25	7
60	36	M10	25	25	8	300	8	30	7
70	50	M10	25	25	9	350	10	35	11

F = charge f = flèche correspondante



42. Exemples d'utilisation.

3. Plots d'assemblage à élasticité axiale : Paulstra STC

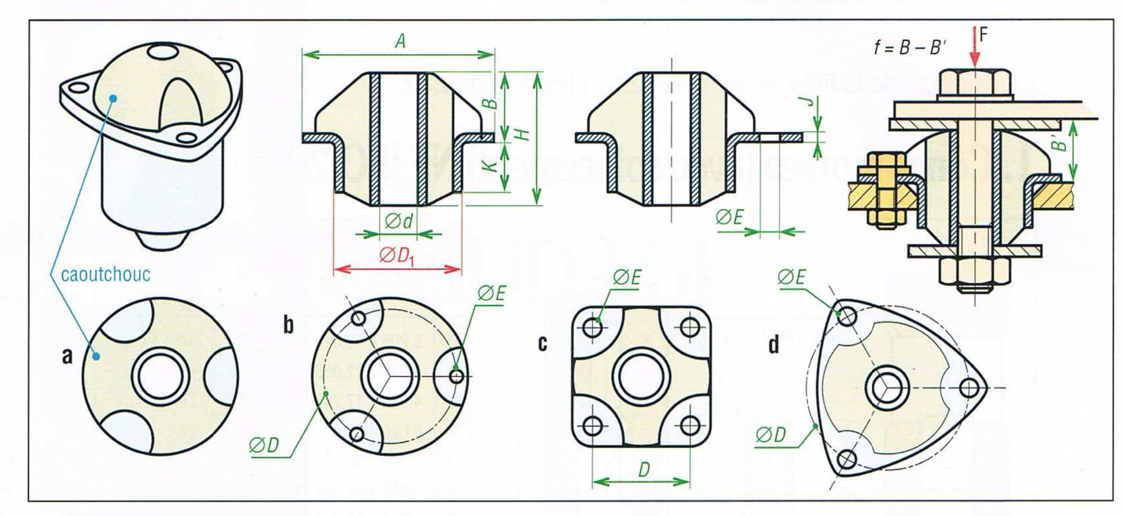


43. Dimensions des plots d'assemblage.

Plots d'assemblage ; extraits de dimensions

D_1 (mm)	H (mm)	d (mm)	D (mm)	B (mm)	D_2 (mm)	E (mm)	dureté de 45 F (daN)	dureté de 60 F (daN)	flèche f (mm)
20,6	17,5	10	27,7	5,6	20,6	8	35	50	0,7
31,5	25,4	13	44,5	10,4	31,5	10	75	100	1,2
34,3	35	13	50,8	13,5	34,3	16	150	330	1,2
41,1	44,5	16	63,5	15,7	41,1	19	250	500	2
56,6	50,8	20	95	25,4	56,6	20	700	1 000	3

4. Support à élasticité axiale : Paulstra SC

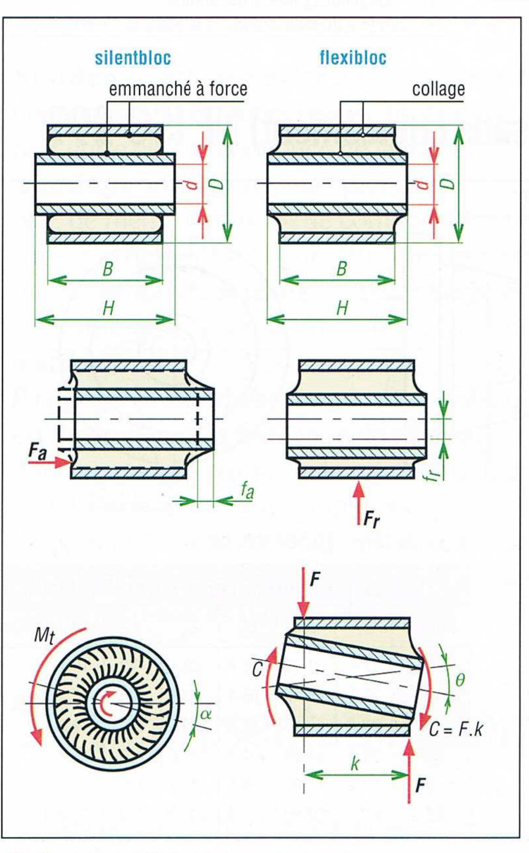


44. Dimensions de supports à élasticité axiale.

Support à élasticité axiale : extraits de dimensions

D_1 (mm)	H (mm)	d (mm)	D (mm)	E (mm)	A (mm)	K (mm)	B (mm)	J (mm)	repère vue de dessus	dureté 45		dureté 60		dureté 75	
										F (daN)	f (mm)	F (daN)	f (mm)	F (daN)	f (mm)
20	11	6,2	19	3,2	25	3	7	1	c	6	1	8	0,8	10	0,5
26	28	8	26	5,2	36	12,5	11,5	1,5	c	20	1,5	30	1,2	40	0,8
37,5	40	12,1			48	18	8	2	a	50	2,5	65	1,8	80	1,5
55,7	55	18,2			70	27	19	3	a	100	3,5	150	3	180	2
57,2	70	18,2	86	10,5	90	39	19	3	d	135	3,5	190	3	250	2
66,5	93	20,2	95	8,5	107	47	28	3	d	250	5	350	3,5	420	2
76	90	22,2	100	8,5	112	42	28	3	d	225	5	320	4,5	380	3
87,5	100	40,2	114	8,5	127	47	33	3	d	325	4,5	440	3,5	550	2,5
86	120	40,2	104	10,5	120	63	33	3	b	400	4,5	550	3,5	670	2,5
118	140	60,2	145	10,5	164	66	46	4	b	700	6,5	900	5	1 100	3

5. Articulations élastiques : Paulstra « silentbloc et flexibloc »



45. Dimensions d'articulations élastiques.

Articulations élastiques : extraits de dimensions

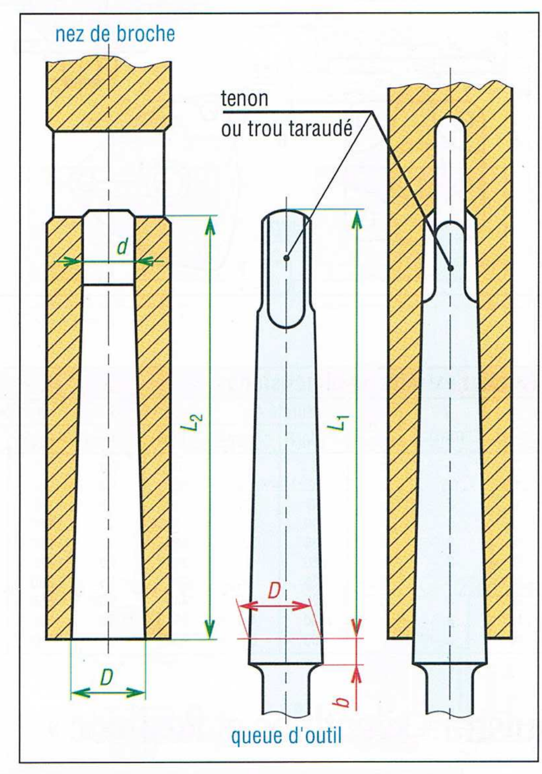
Silentbloc	Flexibloc	d (mm) H10	D (mm) *	B (mm) JS15	H (mm) ±0,1	charge radiale		charge axiale		angle α torsion maxi (°)	angle θ battement maxi (°)
						F_r (daN)	f_r (mm)	F_a (daN)	f_a (mm)		
*		6	16	12	14	10	0,07	5	0,3	30	7
	*	8	16	15	17	30	0,1	15	1,3	15	3
*		8	20	15	19	20	0,1	10	0,3	30	6
	*	10	22	15	17	40	0,3	15	0,8	25	6
*		10	22	15	17	35	0,03	15	0,4	20	3
	*	10	22	25	30	100	0,2	40	1,5	20	3
*		10	22	30	33	110	0,03	70	0,6	20	1
	*	12	25	30	34	120	0,2	50	0,8	20	3
*		12	25	20	23	55	0,04	25	0,2	20	3
	*	12	25	50	54	550	0,3	45	0,6	15	1
*		12	26	32	34	80	0,07	50	0,4	30	3
	*	14	27	25	28	120	0,2	50	1,8	20	4
*		14	27	25	28	90	0,04	45	0,4	20	3
	*	14	30	38	42	150	0,2	70	1,9	30	3
*		14	30	38	42	100	0,08	65	0,4	30	3
	*	16	32	25	28	140	0,2	50	1,6	20	5
*		16	32	22	30	80	0,05	40	0,3	20	3
	*	16	32	70	76	500	0,1	180	1,5	20	1
*		16	32	60	66	450	0,05	300	0,4	20	1
	*	20	38	55	59	300	0,15	150	1	20	2
*		20	30	55	59	410	0,04	270	1,5	20	1
	*	24	48	50	58	350	0,3	120	2	20	2
*		24	42	50	55	400	0,05	200	0,4	20	3
	*	28	48	60	66	400	0,15	190	1,1	20	2
*		28	48	60	66	540	0,06	270	0,5	20	3
	*	32	52	60	66	600	0,15	260	2,2	10	1
*		32	52	60	66	600	0,06	300	0,3	20	3

* alésage recommandé D : N9.

VII - Cônes de fixation

Le principe de la liaison par cône est indiqué page 252.

1. Cônes morses (avec coincement) NF ISO 296



Cônes morses : dimensions normalisées (extrait)

n°	conicité (%)	D	b	d	L_1 maxi	L_2	L'_1* maxi	trou ** taraudage
0	5,205	9,045	3	6,7	56,5	52	50	
1	4,988	12,065	3,5	9,7	62	56	53,5	M6
2	4,995	17,780	5	14,9	75	67	64	M10
3	5,020	23,825	5	20,2	94	84	81	M12
4	5,194	31,267	6,5	26,5	117,5	107	102,5	M16
5	5,263	44,399	6,5	38,2	149,5	135	129,5	M20
6	5,214	63,348	8	54,8	210	188	182	M24

L'_1* : longueur L_1 avec trou taraudé
** diamètre du trou taraudé (à la place du tenon)

2,857 480° ⩽ angles ⩽ 3,014 554°

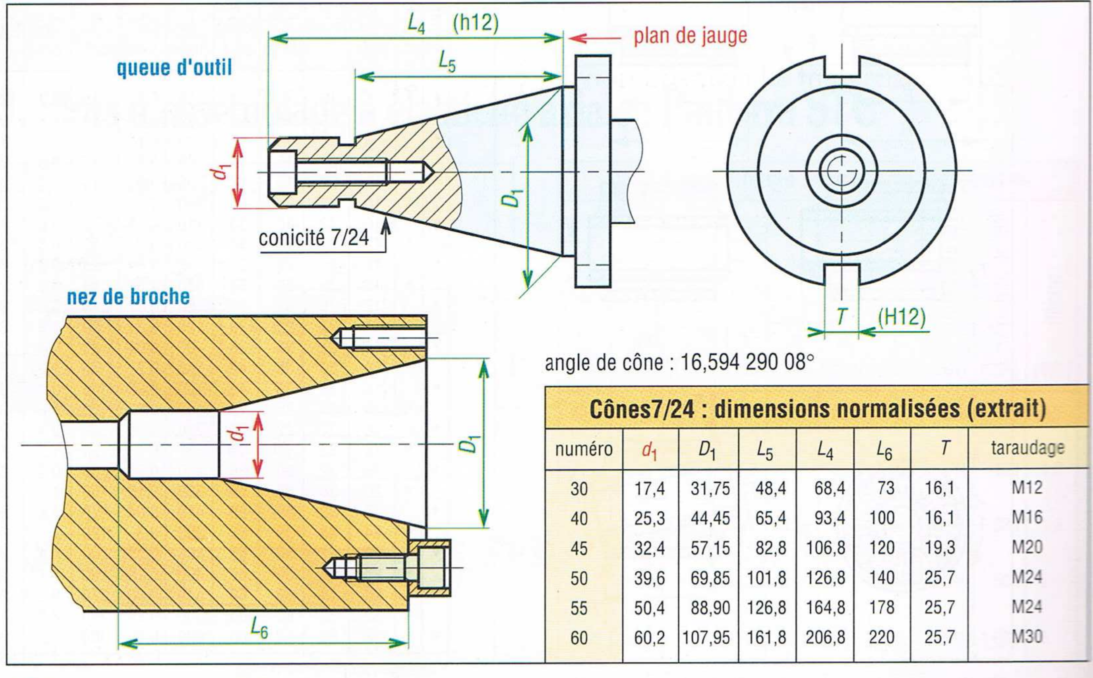
Cônes à 5 % : dimensions normalisées (extrait)

n°	conicité (%)	D	b	d	L_1 maxi	L_2	L'_1* maxi	trou ** taraudage
4	5	4	2	3		25	23	
6	5	6	3	4,6		34	32	
80	5	80	8	71,5	220	202	196	M30
100	5	100	10	90	260	240	232	M36
120	5	120	12	108,5	300	276	268	M36
160	5	160	16	145,5	380	350	340	M48
200	5	200	20	182,5	460	424	412	M48

L'_1* : longueur L_1 avec trou taraudé
** diamètre du trou taraudé (à la place du tenon)

46. Dimensions des cônes morses et à 5 %.

2. Cônes 7/24 pour broches (sans coincement) NF ISO 297



Cônes7/24 : dimensions normalisées (extrait)

numéro	d_1	D_1	L_5	L_4	L_6	T	taraudage
30	17,4	31,75	48,4	68,4	73	16,1	M12
40	25,3	44,45	65,4	93,4	100	16,1	M16
45	32,4	57,15	82,8	106,8	120	19,3	M20
50	39,6	69,85	101,8	126,8	140	25,7	M24
55	50,4	88,90	126,8	164,8	178	25,7	M24
60	60,2	107,95	161,8	206,8	220	25,7	M30

47. Dimensions des cônes 7/24.



SOUDAGE

Objectifs

- Donner la représentation normalisée des soudures.
- Indiquer les règles et recommandations pour concevoir les assemblages soudés.
- Préciser les principaux matériaux soudables et les principaux procédés de soudage.
- Fournir des indications concernant le calcul des soudures. Donner les tolérances générales des structures soudées.

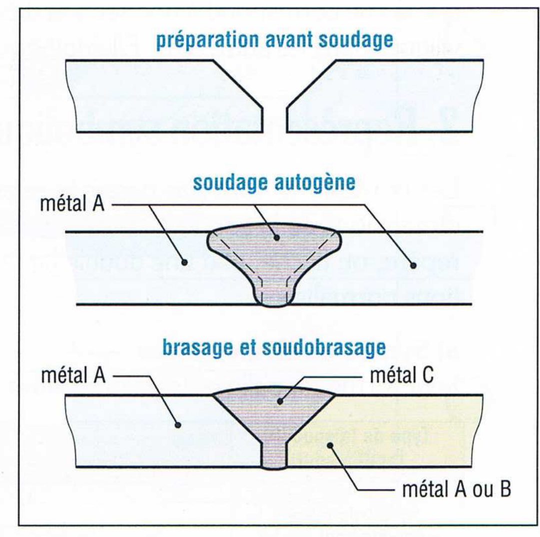
De tous les procédés de base, le soudage est probablement le plus important, autant en grande série (carrosseries...) qu'en pièce unitaire (cuve de centrale...).

I - Généralités et définitions

Souder : c'est assembler de façon permanente deux ou plusieurs pièces, tout en assurant entre elles la continuité de la matière.

Soudage autogène : les pièces à assembler, de même nature ou de composition voisine, participent à la constitution du joint ou du cordon de soudure. L'assemblage est dit homogène, c'est-à-dire « fait du même métal ».

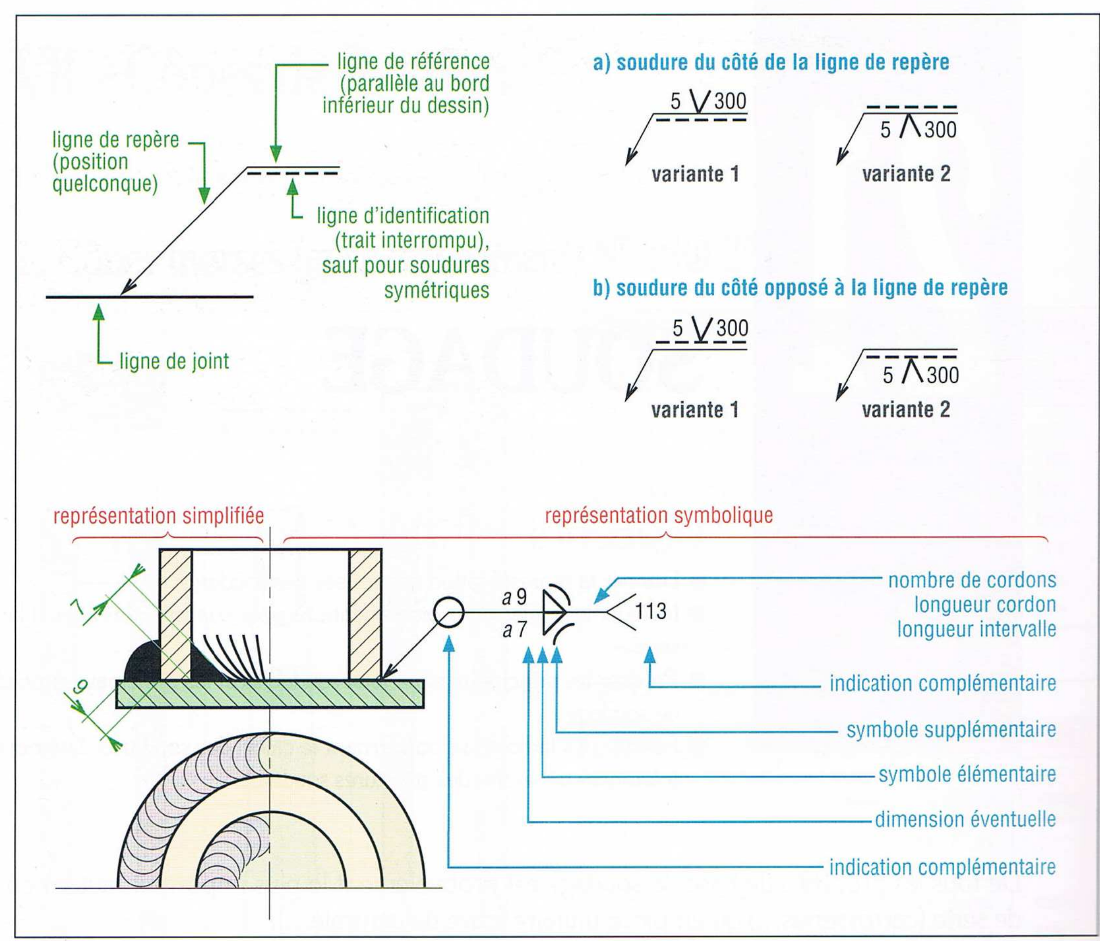
Brasage et soudobrasage : l'assemblage est hétérogène ; la formation du joint ou cordon est assurée par la seule intervention du métal d'apport qui agit comme une colle.
La température de fusion du métal d'apport est inférieure à celle des matériaux à souder qui peuvent être de natures différentes.



1. Soudage autogène et brasage.

II - Représentation normalisée des soudures

Sur les dessins, on peut choisir une représentation simplifiée ou une représentation symbolique NF EN 22553 (ISO 2553) à préférer pour les définitions.



2. Représentations simplifiée et symbolique des soudures.

1. Représentation simplifiée

Utilisant peu de symboles, elle est réalisée à partir de triangles ou de vés noircis chaque fois que la vue correspond à une section droite du cordon et par une succession de petits traits curvilignes dans les autres cas. Elle doit être réservée aux applications simples.

2. Représentation symbolique, normes internationales

Les cordons ne sont pas dessinés ; seule la ligne du joint est représentée. La forme et les dimensions de la soudure sont indiquées sous forme d'une cotation composée d'une ligne repère, ou flèche, et d'une double ligne de référence portant une série de symboles et indications normalisées.

a) Symboles élémentaires

Leur forme rappelle celle de la soudure et ne préjuge pas du procédé de soudage utilisé.

Type de la soudure (bout à bout)	Représentation simplifiée	Symbole
sur bords relevés complètement fondus		JL
sur bords droits		||
en V		V

3. Symboles élémentaires normalisés pour soudure bout à bout.

Type de la soudure (bout à bout)	Représentation simplifiée	Symbole
en demi V		
en Y		
en demi Y		
en U (ou en tulipe)		
en demi U (ou en J)		
en V à flancs droits		
en demi V à flancs droits		

3. Symboles élémentaires normalisés pour soudure bout à bout (suite).

Type de la soudure	Représentation simplifiée	Symbole
reprise à l'envers		
d'angle		
en entaille (ou en bouchon)		
par points	résistance arc	
en ligne continue avec recouvrement	résistance arc	

4. Symboles élémentaires normalisés pour éléments divers.

Type de la soudure	Représentation simplifiée	Symbole
soudure sur chant		
soudure par rechargement		
assemblage de surface		
assemblage oblique		
assemblage replié		

4. Symboles élémentaires normalisés pour éléments divers (suite).

b) Symboles supplémentaires

Ils permettent de définir la forme de la surface extérieure de la soudure. Leur absence signifie que cette forme n'a pas besoin d'être précisée.

Symboles supplémentaires				
signification		soudure plate	soudure concave	soudure convexe
exemples	représentation simplifiée	arasé		
	représentation symbolique			

Symboles supplémentaires			M	MR
signification		bords du cordon correctement mouillés	support à l'envers subsistant	support à l'envers amovible
exemples	représentation simplifiée		latte support	latte amovible
	représentation symbolique		M	MR

5. Symboles supplémentaires normalisés.

c) Indications complémentaires

Elles permettent de préciser certains éléments nécessaires.

Indications complémentaires	(symbole : cercle)	(symbole : drapeau)	(symbole : fourche) 15
Signification	soudure périphérique	soudure faite au chantier	procédé de soudage

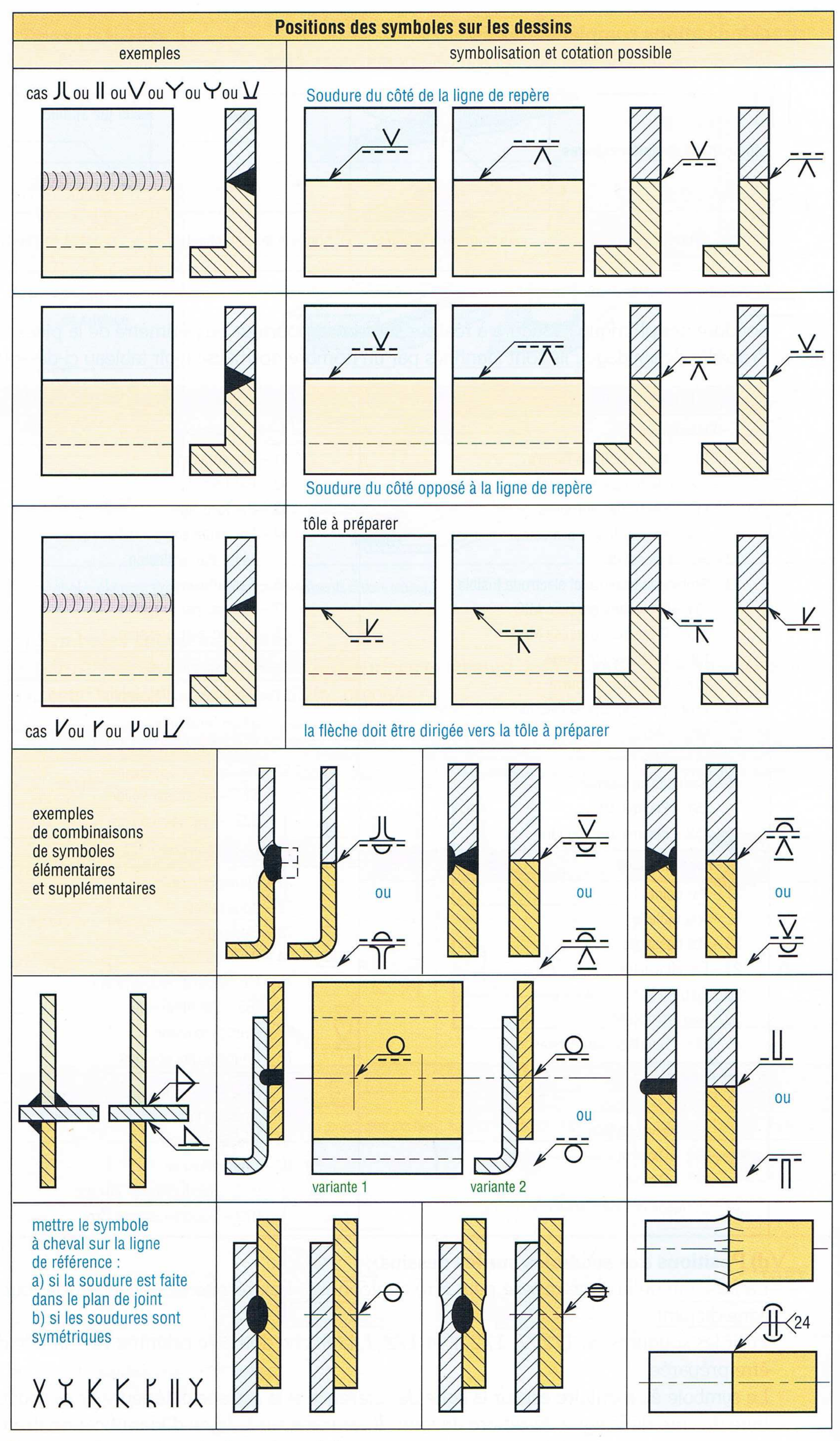
6. Indications complémentaires normalisées.

Soudure périphérique : soudure à réaliser sur tout le pourtour ou périmètre de la pièce.
Procédés de soudage : ils sont identifiés par un nombre normalisé (voir tableau ci-dessous).

Principaux procédés de soudage NF EN 4063, ISO 4063 (« 1998 ») – Détails NF EN 14610	
1 – Électrique à l'arc	**4 – Par pression**
101 – Avec électrode fusible	41 – Par ultrasons
11 – Électrode fusible sans protection gazeuse	42 – Par friction
111 – Électrodes enrobées	43 – Par forgeage
114 – Avec fil fourré protecteur	44 – Par haute énergie mécanique
12 – Sous flux solide	441 – Par explosion
13 – Protection gazeuse et électrode fusible	45 – Par diffusion
131 – Protection gazeuse MIG	47 – Aux gaz par pression
135 – Protection gazeuse MAG	48 – À froid avec pression
136 – MAG avec fil fourré	**5 – Par faisceau**
137 – MIG avec fil fourré	51 – Par faisceau d'électrons
14 – Protection gazeuse et électrode réfractaire	511 – Sous vide
141 – TIG	512 – Atmosphère
142 – TAG	52 – Par laser
15 – Soudage au plasma	521 – Avec laser solide
151 – Plasma-MIG	522 – Avec laser à gaz
152 – Plasma avec poudre	**7 – Procédés divers**
2 – Par résistance	71 – Aluminothermique
21 – Par points	72 – Sous laitier
22 – À la molette	73 – Électrogaz
23 – Par bossages	74 – Par induction
24 – Par étincelage	75 – Par rayonnement lumineux
25 – En bout par résistance pure	753 – Par infrarouge
29 – Autre procédés	77 – Avec percussion
291 – Soudage par résistance HF	78 – Soudage des goujons
3 – Aux gaz	**9 – Brasage**
31 – Soudage oxygaz	91 – Brasage fort
311– Oxyacétylène	94 – Brasage tendre
312 – Oxypropane	97 – Soudobrasage
313 – Oxydrique	971 – Soudobrasage aux gaz
32 – Soudage aérogaz (ancienne norme)	972 – Soudobrasage à l'arc

d) Positions des symboles sur les dessins

La position de la ligne repère peut être quelconque, l'extrémité de la flèche doit toucher la ligne du joint.
Pour les soudures en $1/2.V$, $1/2.Y$ et $1/2.J$, la flèche doit être orientée vers la tôle devant être préparée.
Le symbole élémentaire est sur la ligne de référence si la surface extérieure de la soudure est faite du côté de la ligne de repère du joint. Il est tracé sur la ligne d'identification (trait interrompu) si la soudure est de l'autre côté.



7. Positions des symboles sur les dessins (exemples).

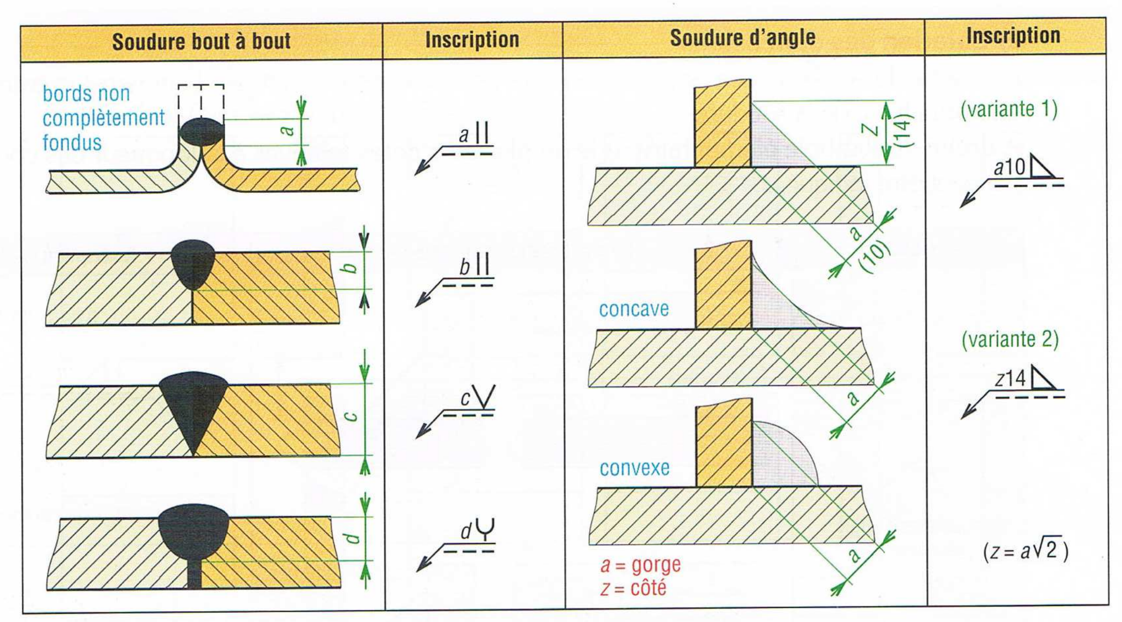
e) Cotation des dimensions

À gauche du symbole élémentaire, une cote peut, au besoin, indiquer la dimension transversale principale de la soudure.

À droite du symbole élémentaire, une ou plusieurs cotes relatives à la longueur des cordons peuvent être indiquées.

Désignation	Représentation simplifiée	Inscription
soudures d'angle discontinues	L, i, L, z, a	a ou z (fig. 9) ; a $n \times L \times (i)$; n = nombre de cordons
	cordons alternés ; L, i, L ; i, L, i	a $n \times L$ (i) ; a $n \times L$ (i) ; a ou z (fig. 9)
soudure en entailles	b ; L, i, L	b $n \times L \times (i)$; n = nombre d'entailles
soudure en bouchons	d, d ; i	d $n \times (i)$; n = nombre de bouchons
soudure par points	d, d, d ; i, i	d $n \times (i)$; n = nombre de points
soudure en ligne continue	c ; L, i, L	c $n \times L \times (i)$; n = nombre de cordons

8. Cotation normalisée des dimensions.



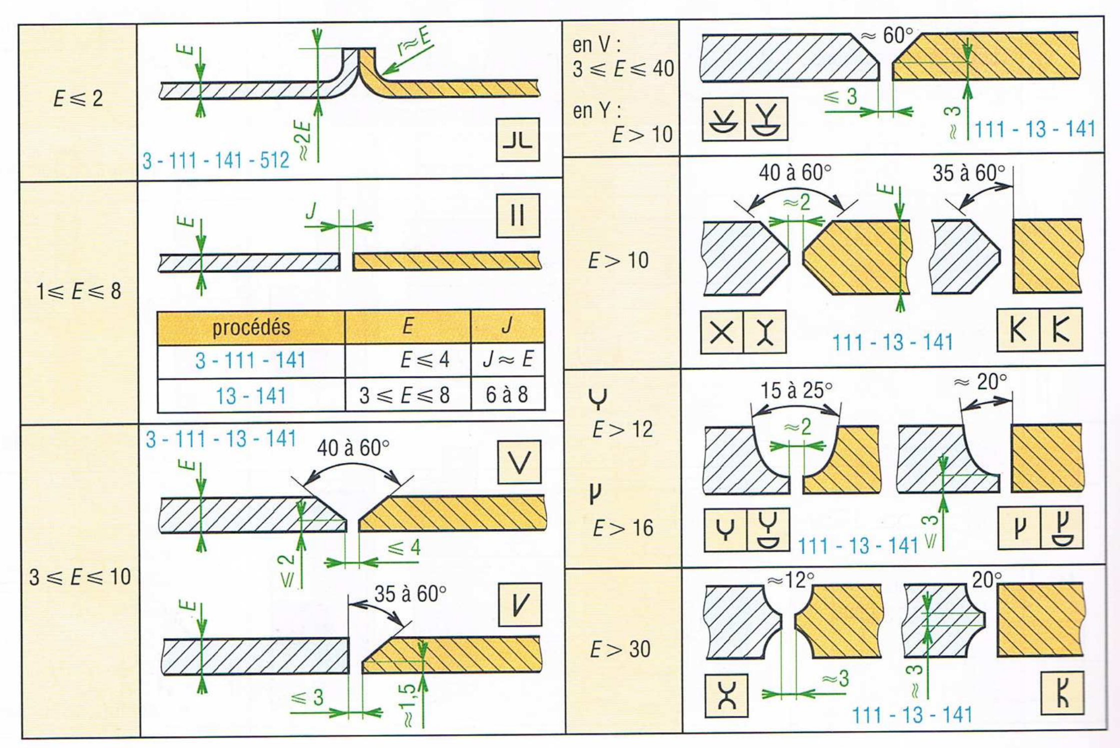
9. Cotation normalisée des dimensions (suite). Pour les soudures d'angle utiliser les lettres a et z.

III – Conception des assemblages soudés

Pour certains appareils, sous pression, sous haute température…, les soudures sont soumises à une réglementation et une législation. Il convient donc de s'y reporter.
Les indications et recommandations ci-dessous sont générales et indicatives. Elles sont utilisables pour des ensembles mécano-soudés traditionnels (bâti, carter…) réalisés en soudage à l'arc.

1. Préparation et forme du cordon – NF EN ISO 9692-1

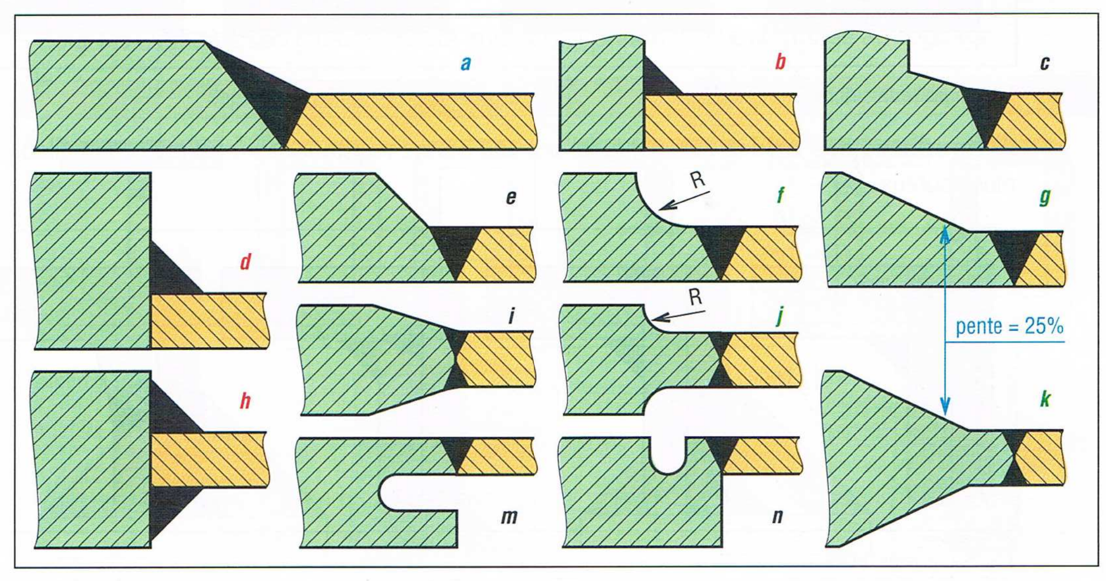
Les recommandations s'appliquent au soudage à l'arc avec électrodes enrobées (111), aux MIG et MAG (13), au TIG (141) et par faisceau (512).



10. Travail de préparation en fonction de l'épaisseur à souder (Extrait NF EN ISO 9692-1).

2. Assemblages entre pièces d'épaisseurs différentes

En règle générale, il faut s'efforcer de réduire les différences entre épaisseurs.
L'assemblage (a) convient aux épaisseurs peu différentes. Les assemblages (b), (d) et (h), réalisables à l'arc, ne sont souhaitables qu'en présence de charges statiques ; ils engendrent des concentrations de contraintes.
S'il existe des efforts alternés ou des phénomènes de fatigue, utiliser les assemblages des autres types : (f), (g), (j) et (k) sont les plus performants mais aussi les plus coûteux.
Les assemblages (f), (j), (m) et (n) permettent de souder des épaisseurs très inégales.



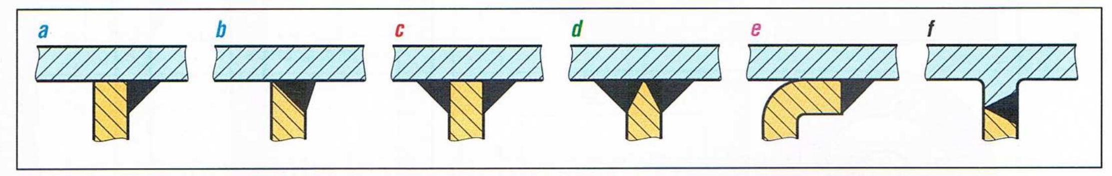
11. Préparations et soudures usuelles entre pièces d'épaisseurs différentes.

3. Soudures en angle

Les cordons concaves transmettent mieux les efforts que les cordons convexes. Ils sont à préférer lorsqu'il existe des efforts alternés ou des phénomènes de fatigue.

a) Soudures en T

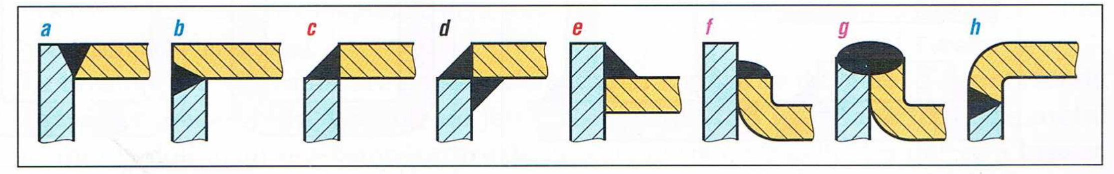
Les assemblages (a) et (b) avec préparation utilise un seul cordon, (c) est bon et (d) est le plus résistant. (e) permet de souder une tôle mince sur une tôle plus épaisse. (f) utilisant une soudure bout à bout est celui qui engendre le moins de déformation.



12. Soudures en angle ou en T. Pour *c* et *d*, soudage des deux côtés.

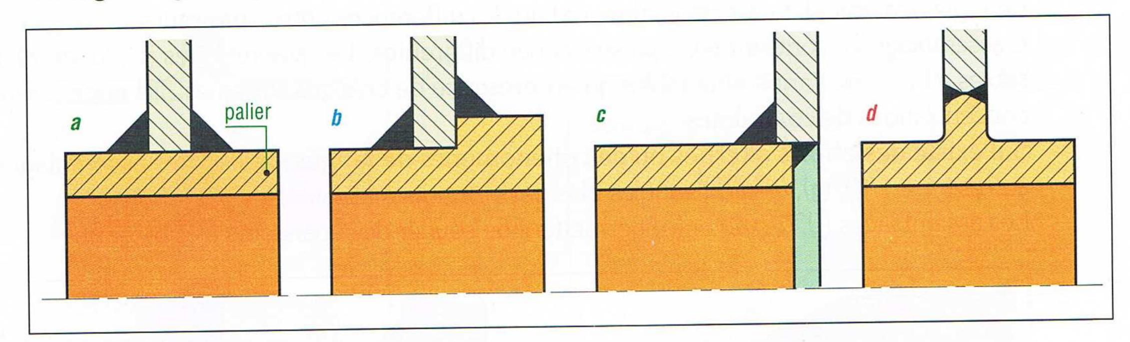
b) Soudures en L

L'assemblage en L est relativement fragile ; il est interdit dans certains cas. Les préparations (a), (b) et (h) sont les plus rationnelles (surtout *h*) ; (c) et (e) ont une faible résistance en flexion ; (f) et (g) sont utilisés avec des tôles minces.



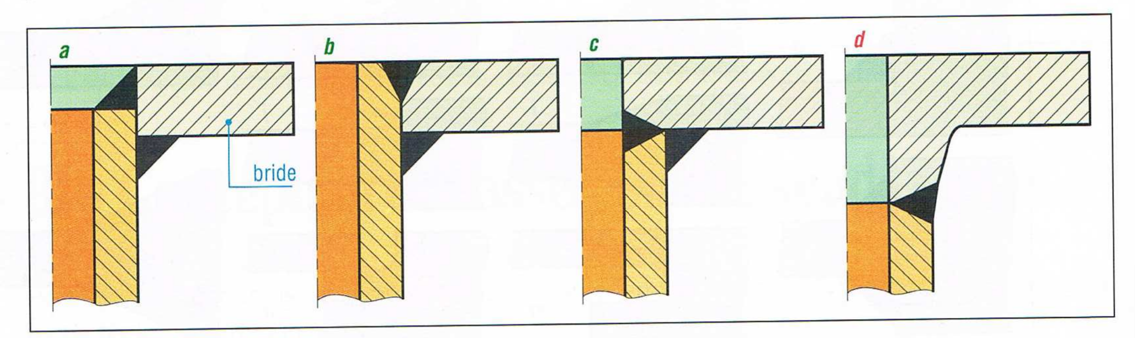
13. Soudures en angle ou en L. Pour *d* soudage des deux côtés.

c) Soudures des paliers : (*a*) et (*c*) sont les plus simples ; (*b*) simplifie la fabrication ; (*d*) meilleure en fatigue exige une pièce moulée.



14. Soudage de paliers.

d) Soudures des brides : (*a*), (*b*) et (*c*) ont une bonne résistance ; (*d*) est encore meilleure, mais plus coûteux.

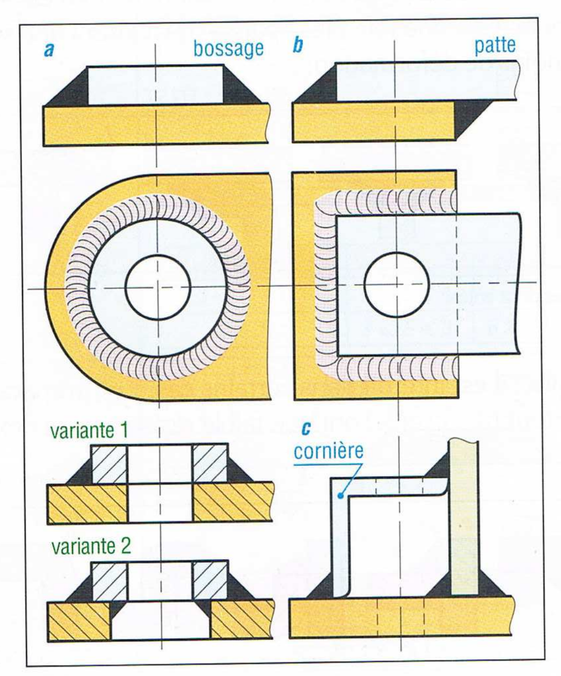


15. Soudage de brides.

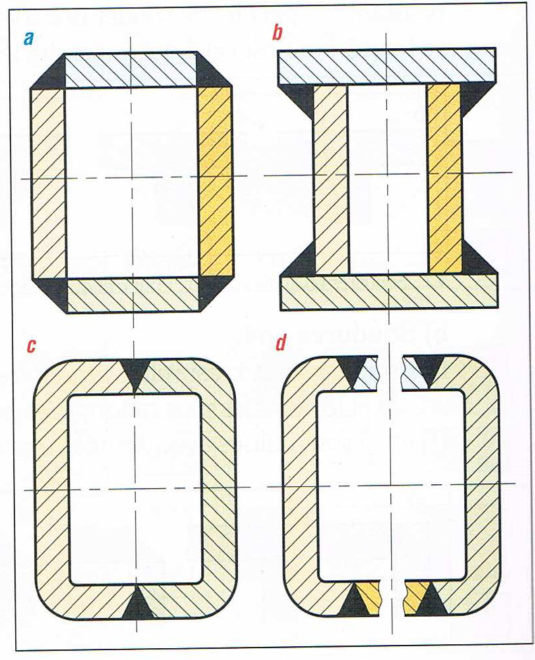
4. Renforcements

Les bâtis et les éléments peuvent être aisément renforcés avec des plats, ronds ou profilés divers soudés directement sur la structure.

Les formes en caisson, simple ou multiple, permettent une plus grande rigidité. Les solutions (*b*), (*c*) et (*d*) sont à préférer ; (*c*) et (*d*) sont les plus résistantes et les plus esthétiques. Dans tous les cas, prévoir une disposition symétrique des cordons.



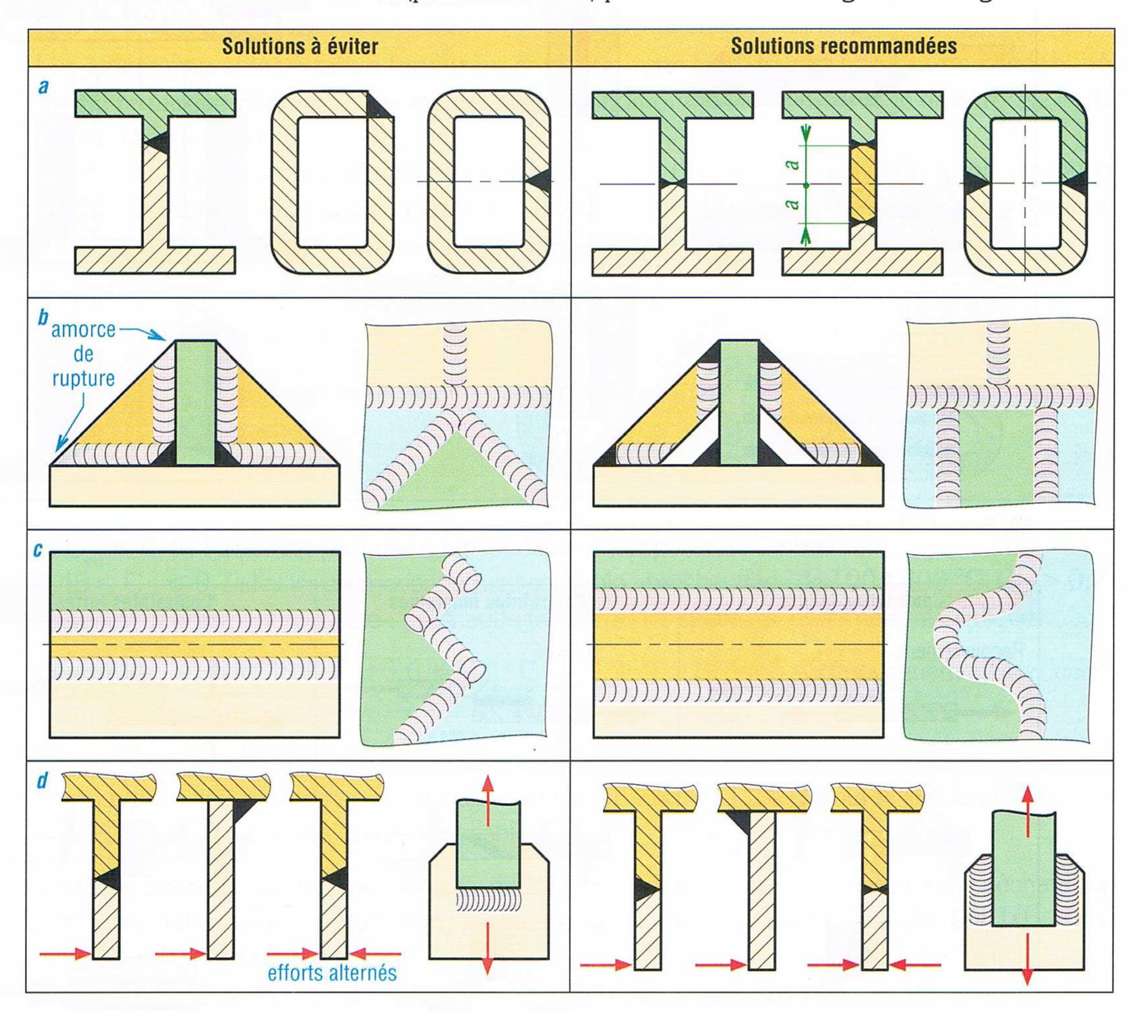
16. Exemples de renforcements.



17. Formes en caisson.

5. Recommandations et suggestions

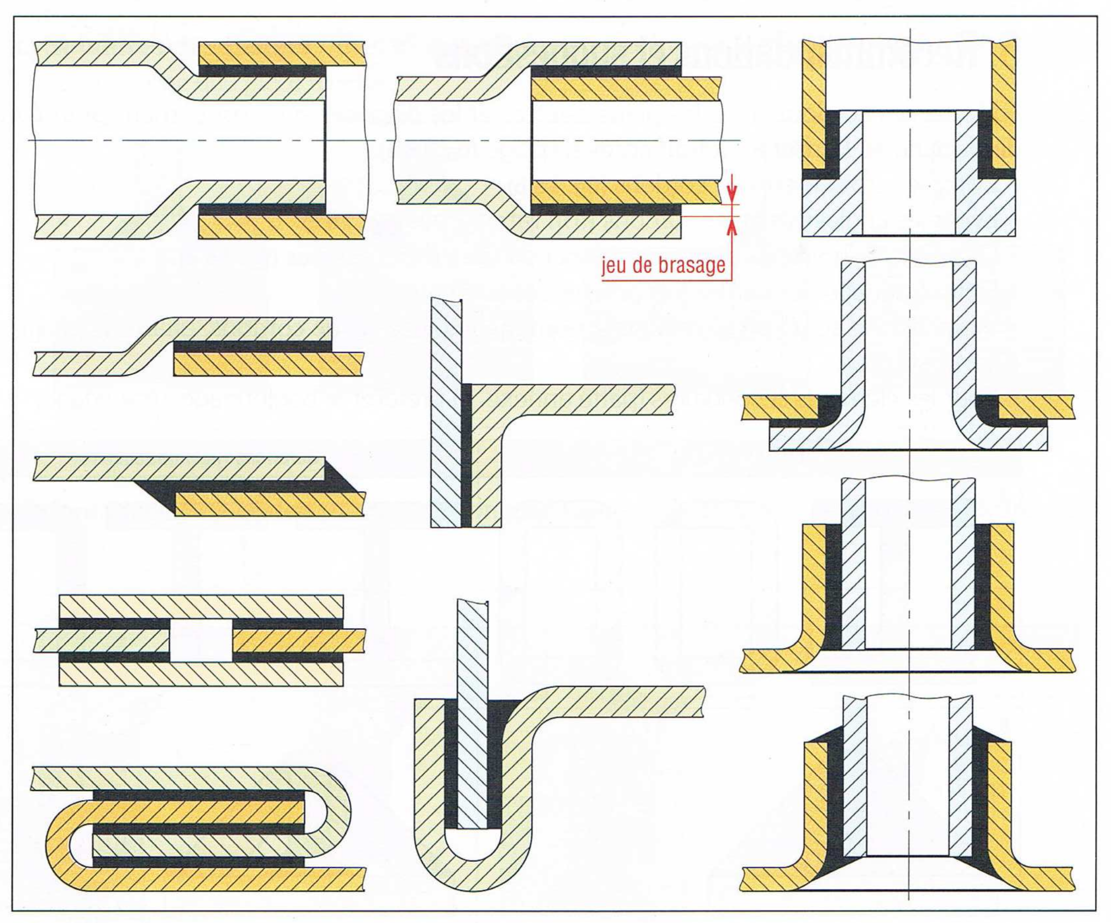
– Mettre les cordons dans les plans neutres et les disposer symétriquement pour éviter les déformations. Penser au retrait après soudage **(fig. 18 a)**.
– Éviter les croisements de cordons **(fig. 18 b)**.
– Éviter les angles vifs et les cordons trop rapprochés **(fig. 18 c)**.
– Disposer et choisir les cordons en fonction des efforts exercés **(fig. 18 d)**.
– Éviter l'usinage des cordons et prévoir des surépaisseurs.
– Simplifier les solutions, diminuer le nombre de pièces et de cordons, utiliser le pliage quand c'est possible.
– Pour les éléments secondaires (patte annexe...) préférer le boulonnage au soudage.



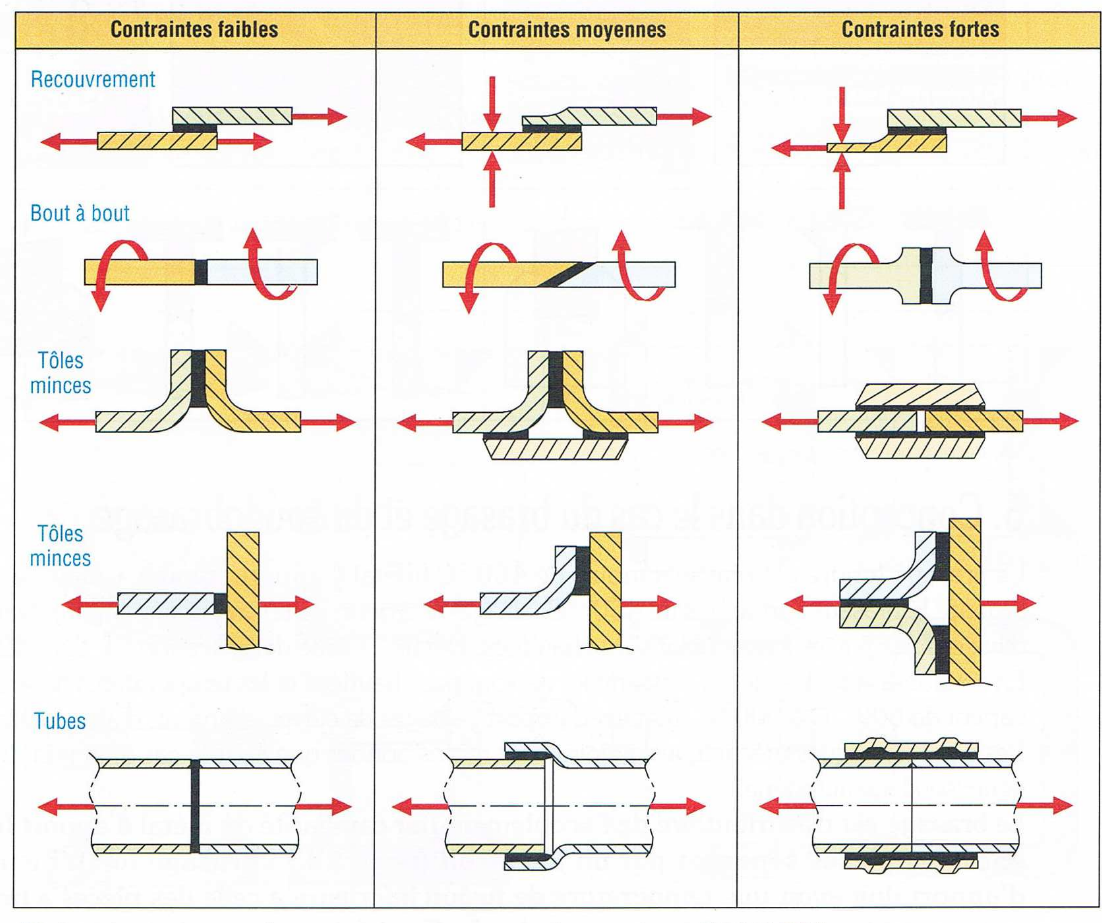
18. Recommandations et suggestions.

6. Conception dans le cas du brasage et du soudobrasage

Le brasage tendre est réalisé à moins de 400 °C (métal d'apport : plomb + étain, étain + argent), le brasage fort à plus de 450 °C (alliages d'argent, de cuivre, d'aluminium). Dans les deux cas, les pièces à assembler sont chauffées. Détails : Guide d'application NF EN 14234.
En soudobrasage, les pièces à assembler ne sont pas chauffées et les températures de soudage varient de 600 °C à 900 °C. Métaux d'apport : alliages de cuivre, d'argent, d'aluminium...
Les caractéristiques mécaniques du joint sont moins bonnes que dans le cas d'un joint homogène (soudage autogène).
Le brasage est très tributaire de l'écoulement par capillarité du métal d'apport fondu entre les pièces séparées par un jeu étroit (page 235 : brasage fort). Le métal d'apport doit avoir une température de fusion inférieure à celle des pièces à braser. Les assemblages par recouvrement, plus faciles à fabriquer et plus résistants, sont plus utilisés que les assemblages bout à bout.



19. Exemples de joints brasés également utilisables en collage.



20. Joints brasés : variantes de conception suivant contraintes de service (extrait NF EN 14324).

Métal d'apport*	Jeux en mm	Fusion en °C	Brasages courants de couples de matériaux**
Al (aluminium Al)	0,05 à 0,25	550 à 670	Al/Al (gamme réduite d'alliages)
AG (argent Ag)	0,05 à 0,30	600 à 1 000	Cu/Cu – Cu/aciers – aciers/Ni ; le plus polyvalent (sauf Al, Mg et réfractaire)
CP (cuivre phosphoreux)	0,05 à 0,30	630 à 900	Cu/Cu (et la plupart des alliages de Cu)
CU (cuivre Cu)	0,05 à 0,20	820 à 1 080	aciers/aciers – inox/inox – Cu/aciers (aussi Cu, carbures...)

* autres cas : NI (nickel Ni), CO (cobalt), PD (palladium), AU (or) ; ** alliages compris pour Al, Cu, Ni...

IV – Principaux matériaux soudables

1. Aciers

Les aciers non alliés à faible teneur en carbone, type S ou E, ont une bonne soudabilité. Même remarque pour les aciers inoxydables à condition que le pourcentage de carbone (% C) reste inférieur à 0,05 %.

Pour les C et les aciers faiblement alliés, le carbone est l'élément le plus défavorable au soudage dans la mesure où il favorise la trempe. La soudabilité peut être estimée par la méthode du carbone équivalent C_{eq} exprimé en pourcentage de masse.

$$C_{eq} = \%C + \frac{\%Mn}{6} + \frac{(\%Cr + \%Mo + \%V)}{5} + \frac{(\%Ni + \%Cu)}{15}$$

C_{eq} = carbone équivalent
C = carbone
Mn = manganèse
Ni = nickel
Mo = molybdène
Cr = chrome
Cu = cuivre
V = vanadium

Si $C_{eq} \leqslant 0,4$: l'acier est parfaitement soudable à température ambiante.
$0,45 \leqslant C_{eq} \leqslant 0,7$: l'acier est moyennement soudable ; préchauffage de 100 à 400 °C. $C_{eq} > 0,7$: l'acier est difficilement soudable ; préchauffage, électrodes spéciales, traitements thermiques...

Exemples : C35 (0,35 % C et 0,6 % Mn) : $C_{eq} = 0,35 + 0,6/6 = 0,45$ (moyennement soudable)
Nuance 35NiCr18 : (0,35 % C, 4,5 % Ni, 1,7 % Cr, 0,8 % Mn) :
$C_{eq} = 0,35 + 0,8/6 + 1,7/5 + 4,5/15 = 1,12$ (acier difficilement soudable).

Remarque : voir recommandations de soudage NF EN 1011-1 à 3 pour le soudage à l'arc des aciers (EN 1011-3 pour les aciers inoxydables).

Cas des fontes : leur soudage est plus difficile (électrodes spéciales, préparation, préchauffage éventuel). Utilisation : réparation, rechargement de pièces usées, voir NF EN 1011-8 et NFA 32-040 pour plus de détails.

2. Aluminium et alliages

Les alliages sans durcissement structural (aluminium pur, Al + Mg, Al + Mn, Al + Si) ont une bonne soudabilité (TIG, MIG, plasma) avec un métal d'apport compatible.

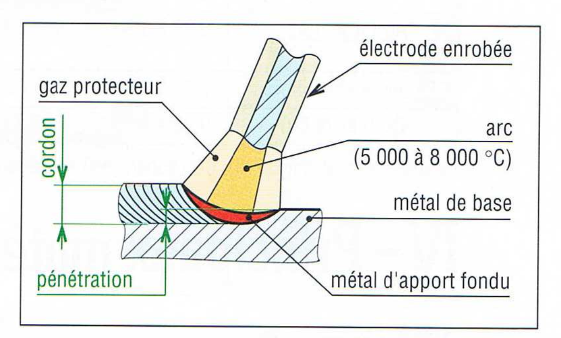
Les alliages à durcissement structural (Al + Mg + Si, Al + Cu, Al + Zn + Mg) sont un peu plus difficiles à souder (MIG) et nécessitent plus de précautions. Recommandations : NF EN 1011-4.

V – Principaux procédés de soudage

Les procédés de soudage sont nombreux et le plus souvent complémentaires les uns des autres. Le soudage au chalumeau est recommandé pour les travaux délicats, sa mise en œuvre est simple à l'atelier ou sur un chantier. Le chalumeau oxyacétylénique est préconisé pour le brasage et le soudobrasage. Pour plus de détails, voir NF EN 14610.

1. Soudage à l'arc électrique

Ce soudage est le plus utilisé industriellement en soudage autogène. La fusion, très localisée, amène moins de déformation que le chalumeau et une plus grande productivité. Inconvénient : un refroidissement rapide générateur de contraintes internes et de déformations parfois difficiles à corriger.
La fusion du métal d'apport et des pièces à assembler est obtenue par un arc électrique jaillissant entre une électrode et les pièces à souder.

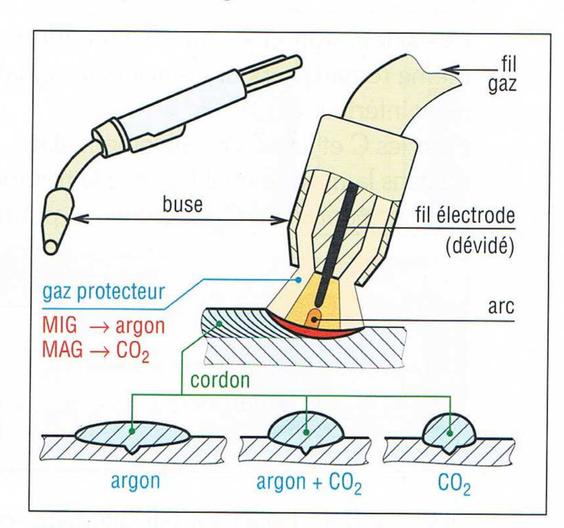


21. Principe du soudage à l'arc.

Techniques les plus caractéristiques :

a) Soudage à l'électrode enrobée

L'électrode, dirigée manuellement, est fusible et fournit le métal d'apport. L'enrobage assure un rôle protecteur et son épaisseur permet de jouer sur la forme du cordon, concave ou convexe.



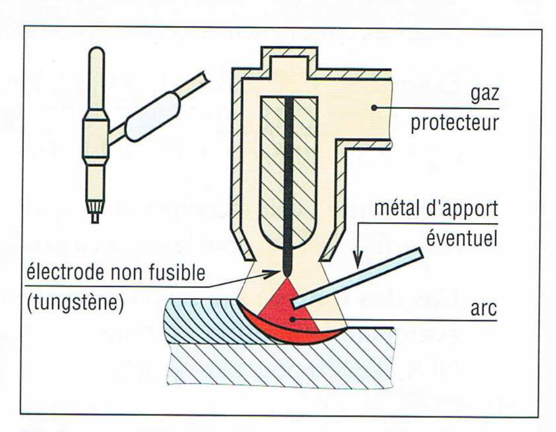
22. Principe des soudages MIG et MAG.

b) Soudage MIG (*Metal Inert Gas*)

Encore appelé semi-auto, il est très adapté à la petite industrie : facile d'emploi ; arc visible ; pas de laitier ; grande vitesse de soudage ; temps de formation réduit.
Il utilise une électrode fusible (fil se déroulant automatiquement) travaillant en atmosphère inerte (gaz protecteur : argon, argon + hélium, etc.) afin de protéger le bain de fusion.

c) Soudage MAG (*Metal Active Gas*)

Variante du MIG utilisant un mélange de gaz carbonique CO_2 et d'argon adaptée au soudage des aciers de construction au carbone.



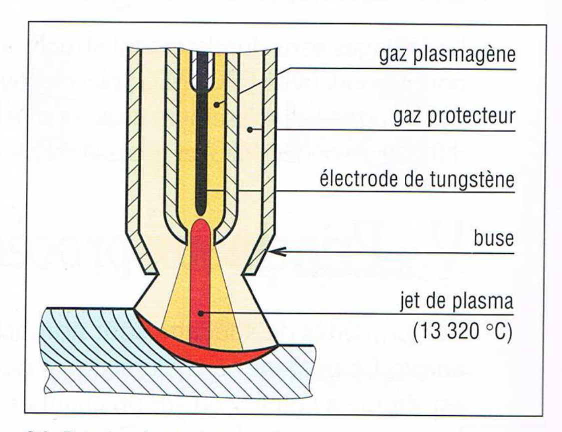
23. Principe du soudage TIG.

d) Soudage TIG (*Tungsten Inert Gas*)

Variante des précédents, plus productive et utilisant une électrode réfractaire ou non fusible en tungstène. Le métal d'apport est amené manuellement (baguette) ou automatiquement (fil déroulé). Il convient bien aux faibles épaisseurs (0,20 à 3 mm) et peut aussi s'utiliser sans métal d'apport et remplacer le soudage par points. Il existe une variante TAG.

e) Soudage au plasma

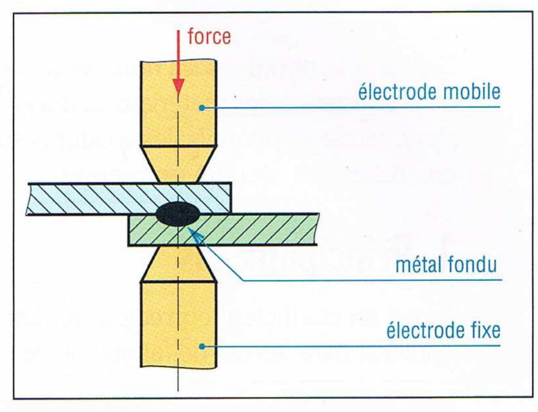
Apparenté au TIG, il utilise un arc étranglé dans une tuyère avec un gaz inerte. Le dard obtenu, très brillant et très chaud, permet à la fois le découpage (plus rapide que l'oxycoupage) et le soudage (notamment bout à bout en une seule passe avec des bords droits pour des épaisseurs de 3 à 10 mm).



24. Principe du soudage au plasma.

2. Soudage par résistance

Les pièces à assembler sont maintenues en contact par un effort de compression puis soudées par recouvrement ou bout à bout sans métal d'apport. La fusion est provoquée par effet Joule : courant de forte intensité sous basse tension. Après coupure du courant, l'effort de compression, toujours appliqué, « forge » la soudure.



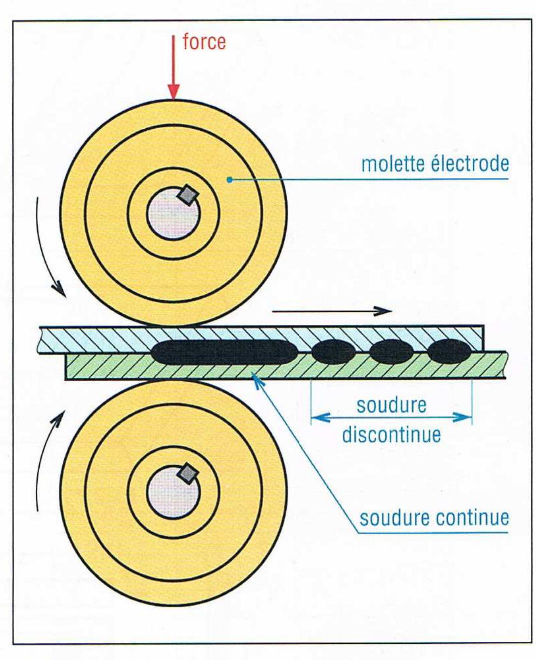
25. Soudage par points.

a) Soudage par points

Très utilisé en grande et petite série, rapide, il est réalisé entre deux électrodes. La fusion se produit à la frontière entre les deux pièces à souder.

b) Soudage à la molette

Variante du précédent permettant de réaliser des assemblages plans, cylindriques ou coniques et des soudures continues ou discontinues. Les électrodes sont remplacées par des molettes tournantes.



26. Soudage à la molette.

c) Soudage par bossage

Autre variante permettant de souder plusieurs points en même temps. Les électrodes sont remplacées par des plateaux permettant de souder des formes en treillis, des tubes superposés et croisés...

d) Soudage en bout

Les pièces à souder, maintenues par des mâchoires, sont mises en contact puis chauffées soit par effet Joule (petites sections), soit par étincelage (par création de petits arcs électriques pour grosses section). Après coupure du courant un refoulement « forge » la soudure.

3. Procédés divers

Ils sont nombreux : soudages par friction, par diffusion, par explosion, par ultrasons, par pression à froid... Les plus caractéristiques sont :

a) Soudage par faisceau d'électrons

Il se caractérise par la qualité de la soudure et est particulièrement intéressant pour le soudage des grosses épaisseurs, jusqu'à 250 mm. Le soudage est réalisé sous vide ou atmosphère et l'énergie nécessaire est obtenue par transformation en chaleur de l'énergie cinétique d'électrons venant frapper les matériaux à souder. La largeur de la zone fondue (cordon) est petite et les déformations engendrées très faibles. **Exemples** : pignons d'arbres de boîte de vitesses.

b) Soudage au laser (recommandations : NF EN 1011)

L'émission d'énergie produite sous forme lumineuse (photons) est récupérée puis amplifiée par des résonateurs optiques (miroirs à réflexion) puis focalisée afin d'obtenir une forte concentration d'énergie sur une très petite surface. Le soudage est limité aux petites épaisseurs, 10 mm maxi. Il est bien adapté au microsoudage (grande productivité) et est très flexible d'utilisation ; il permet le découpage et les traitements de surface. Cas : lasers CO_2 ; Nd : YAG.

VI - Indications sur le calcul des soudures

Seules sont abordées les notions générales faisant intervenir des calculs à partir des résultats de la résistance des matériaux classique : traction, cisaillement, torsion, flexion.
Pour certains appareils, les soudures sont soumises à une législation (Euronormes...) avec des coefficients de sécurité normalisés.

1. Principaux cas

Kf est un coefficient correcteur tenant compte des concentrations de contraintes. Il doit être appliqué dans les cas de fatigue ou de charges alternées.

Cas	Exemples	Contraintes	
		Représentation	Formules
traction	$K_f = 1,2$; $\vec{F}$; L ; a	σ ; a	$\sigma = \frac{F}{S} = \frac{F}{a.L}$
cisaillement	A, B, C, D ; $\vec{F}$; h ; a ; $K_f = 2,7$	A ; B ; 45° ; τ	$\tau = \frac{F}{S} = \frac{F}{a.L}$ $= \frac{F}{0,707.h.L}$ $L = AB + CD$
cisaillement avec traction	$K_f = 2$; $\vec{F}$; ou ; A, B, C, D ; $K_f = 1,5$	h ; 45° ; σ_0 ; τ_0 ; τ ; σ	$\tau = \sigma = \tau_0 = \sigma_0$ $\tau = \frac{F}{h.L}$ $(L = AB + CD)$ **Mohr** $\tau_{maxi} = \frac{1,12\,F}{h.L}$ **approximation usuelle** $\tau_{maxi} = \frac{1,414\,F}{h.L} = \frac{F}{0,707.h.L}$
torsion	M_t	h ; 45° ; τ	$\tau = \frac{M_t}{\frac{Iu_G .0,707\,h}{V}}$
flexion	y ; x ; z ; M_f (axe z)	σ ; τ ; 45° ; V ; plan neutre ; x	$\tau = \sigma = \frac{M_f}{\frac{Iu_z .0,707\,h}{V}}$ Mohr τ et σ → σ_{maxi} τ_{maxi}

27. Principaux cas de charge et formules correspondantes (Iu_G et Iu_Z dont indiquées tableau page 239).

Caractéristiques des cordons de soudures assimilés à une ligne		
soudures	torsion	flexion
	$Iu_G = \dfrac{d^3}{12}$	$Iu_Z = \dfrac{d^3}{12}$
	$Iu_G = \dfrac{d\,(3b^2 + d^2)}{6}$	$Iu_Z = \dfrac{d^3}{6}$
	$Iu_G = \dfrac{b\,(3d^2 + b^2)}{6}$	$Iu_Z = \dfrac{bd^2}{2}$
$Z_G = \dfrac{b^2}{2\,(b+d)}$; $Y_G = \dfrac{d^2}{2\,(b+d)}$	$Iu_G = \dfrac{(b+d)^4 - 6b^2d^2}{12\,(b+d)}$	$\dfrac{Iu_z}{v} = \dfrac{4\,bd + d^2}{6}$ (sommet) ; $\dfrac{Iu_z}{v} = \dfrac{d^2\,(4\,b + d)}{6\,(2b + d)}$ (bas)
$Z_G = \dfrac{b^2}{2b + d}$	$Iu_G = \dfrac{(2b+d)^3}{12} - \dfrac{b^2(b+d)^2}{(2b+d)}$	$Iu_Z = \dfrac{d^2}{12}\,(6b + d)$
$Y_G = \dfrac{d^2}{2d + b}$	$Iu_G = \dfrac{(b+2d)^3}{12} - \dfrac{d^2(b+d)^2}{(b+2d)}$	$Iu_Z = \dfrac{2d^3}{3} - 2d^2y_G + (b+2d)\,y_G^2$
	$Iu_G = \dfrac{(b+d)^3}{6}$	$Iu_Z = \dfrac{d^2}{6}\,(3b + d)$
$Y_G = \dfrac{d^2}{b + 2d}$	$Iu_G = \dfrac{(b+2d)^3}{12} - \dfrac{d^2(b+d)^2}{(b+2d)}$	$Iu_Z = \dfrac{2d^3}{3} - 2d^2y_G + (b+2d)\,y_G^2$
petit	$Iu_G = \dfrac{b^3 + 3bd^2 + d^3}{6}$	$Iu_Z = \dfrac{d^2}{6}\,(3b + d)$
	$Iu_G = \dfrac{\pi\,d^3}{4}$	$Iu_Z = \dfrac{\pi\,d^3}{8}$

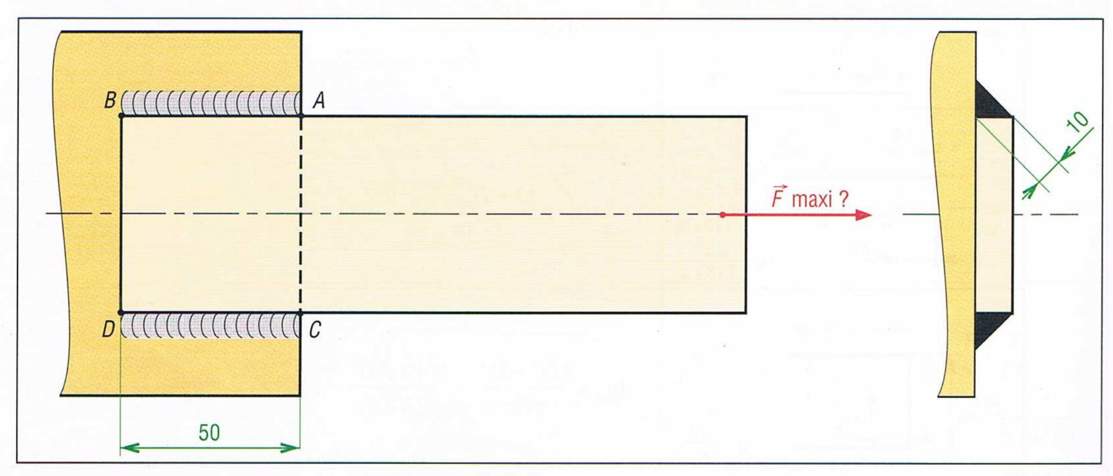
2. Principe de calcul en torsion et flexion

Les moments quadratiques Iu_G et Iu_Z indiqués page 239 ne prennent pas en compte l'épaisseur des cordons ; chaque cordon est assimilé à un fil d'épaisseur égale à 1.
Les formules fournies page 238 tiennent compte de cette épaisseur en multipliant les valeurs de Iu_G et Iu_Z par a ou $0{,}707h$.

$$I_G = Iu_G.a = Iu_G.0{,}707.h$$
$$I_Z = Iu_Z.a = Iu_Z.0{,}707.h$$

a) Exemple 1 : cas de soudures parallèles à la charge – calcul au cisaillement

Deux soudures d'angle AB et CD, de longueur 50 mm, sont soumises à du cisaillement pur sous l'action de la charge F.
Si l'on adopte une contrainte limite au cisaillement (Rpg) de 10 daN/mm² pour le métal d'apport, quelle charge F maximale l'assemblage peut-il supporter ?



28. Exemple 1.

La section cisaillée à prendre en compte est la plus petite section longitudinale de chaque cordon, aire $a \times l = 10 \times 50$.

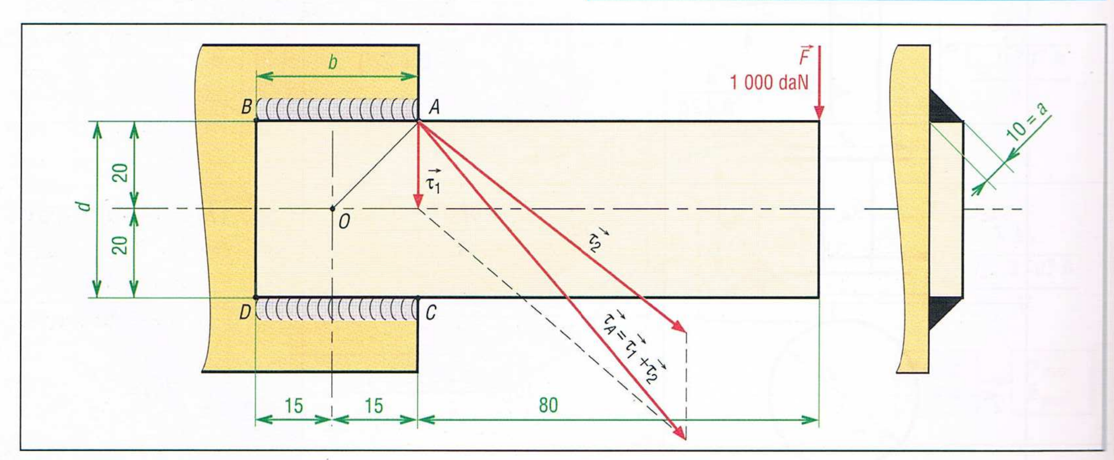
solution exemple 1

$$\tau_{maxi} \leqslant R_{pg} = \frac{F_{maxi}}{a.(l + l)} = \frac{F_{maxi}}{10(50 + 50)}$$

$$F_{maxi} = R_{pg} \times 10 \times 100$$
$$= 10 \times 1\,000$$
$$= 10\,000 \text{ daN}$$

b) Exemple 2 : calcul en torsion

Deux soudures d'angle AB et CD, de longueur 30 mm et d'épaisseur 10 mm, sont soumises à une charge F de 1 000 daN, transversale et décalée, amenant cisaillement et torsion. Calculer la contrainte maximale exercée dans les cordons.



29. Exemple 2 (τ_2 perpendiculaire à OA).

Les cordons supportent de façon combinée du cisaillement (contrainte τ_1 résultant de l'effort tranchant $T = F = 1\,000$ daN) et de la torsion autour du point O (génère des contraintes de cisaillement supplémentaires τ_2). La contrainte τ_1 est supposée uniforme en tout point des deux cordons et est égale à :

$$\tau_1 = \frac{F}{a.l} = \frac{1\,000}{10\,(30+30)} = 1{,}66 \text{ daN/mm}^2$$

La contrainte de torsion τ_2 dépend de la distance (V) entre le point considéré et le centre de torsion O. Cette valeur est maximum en A ou C.

$$\tau_{2\,\text{maxi}} = \tau_2(A) = \frac{M_t}{I_0/V} = \frac{M_t}{(Iu_0.a)/OA} = \frac{95\,000 \times 25}{28\,500 \times 10} = 8{,}33 \text{ daN/mm}^2$$

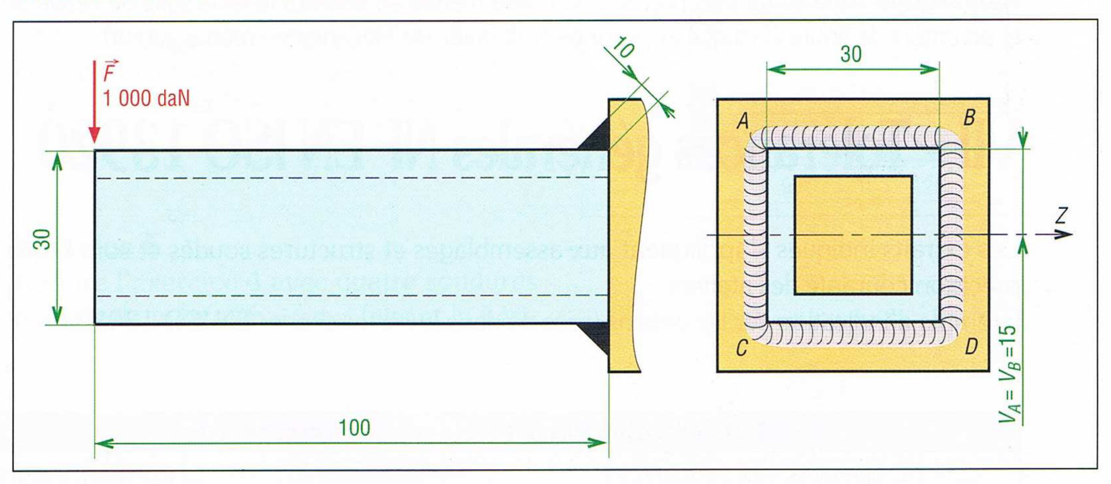
Avec :
$M_t = 1\,000 \times (80 + 15) = 95\,000$ daN.mm
$V = OA \approx (15^2 + 20^2)^{1/2} = 25$ mm
À partir du tableau page 239 (3e rangée) on obtient :

$$Iu_0 = \frac{b(3d^2 + b^2)}{6} = \frac{30(3 \times 40^2 + 30^2)}{6} = 28\,500 \text{ mm}^3$$

La contrainte totale de cisaillement en A ($\tau_A = 9{,}7$ daN/mm^2) est obtenue par addition vectorielle des deux vecteurs contraintes précédents (τ_1 parallèle à F dirigée vers le bas, τ_2 (A) perpendiculaire en A à OA) **(voir fig. 29)**.

c) Exemple 3 : calcul en flexion

Les quatre soudures d'angle en carré AB, BC, CD et DA, de longueur 30 mm et d'épaisseur 10 mm, sont soumises à une charge F de 1 000 daN, transversale et décalée, amenant cisaillement et flexion. Calculer la contrainte maximale exercée dans les cordons.



30. Exemple 3.

L'étude de la flexion de la poutre (diagrammes des T et de M_f) montrent que les cordons supportent à la fois du cisaillement (contrainte τ_1 résultant de l'effort tranchant $T = F = 1\,000$ daN) et de la flexion (génère des contraintes normales de type σ_1).
La contrainte τ_1 est supposée uniforme en tout point des quatre cordons et est égale à :

$$\tau_1 = \frac{T}{a.l} = \frac{1\,000}{10 \times 30 \times 4} = 0{,}83 \text{ daN/mm}^2$$

Dans le cas de la flexion, on retrouve approximativement le cas d'un cordon chargé transversalement (table 2, 5[e] rangée) et supportant (dans la section cisaillée inclinée à 45°) une contrainte normale σ et une contrainte tangentielle τ_2 ayant même valeur.

$$\tau_1 = \tau_{maxi} = \sigma_A = \sigma_B = \frac{M_f}{(Iu_z.a)/V} = \frac{M_f}{(Iu_z.10)/15} = \frac{M_f.15}{Iu_z.10}$$

$$= \frac{100\,000 \times 15}{18\,000 \times 10} = 8{,}33 \text{ daN/mm}^2$$

Avec :
V : distance entre le point (A ou B) et le plan neutre (« axe z »)
M_f : moment fléchissant à l'encastrement
= 1 000 × 100 = 100 000 daN.mm

$$Iu_z = \frac{d^2(3b + d)}{6} = \frac{30^2(3 \times 30 + 30)}{6} = 18\,000 \text{ mm}^3 \text{ (table page 239)}$$

La contrainte de cisaillement totale τ_{maxi} peut être approximée par :

$$\tau_{maxi} = \left(\tau_1^2 + \sigma^2\right)^{1/2} = \left[\left(\frac{T}{S}\right)^2 + \left(\frac{M_f.v}{Iu_z.a}\right)^2\right]^{1/2} = [(0{,}83)^2 + (8{,}33)^2]^{1/2} = 8{,}37 \text{ daN/mm}^2$$

Remarques : une étude plus poussée peut être menée en utilisant la technique du cercle de Mohr et un critère de limite élastique appropriée (voir guide de Mécanique : même auteur).

VII – Tolérances générales NF EN ISO 13920

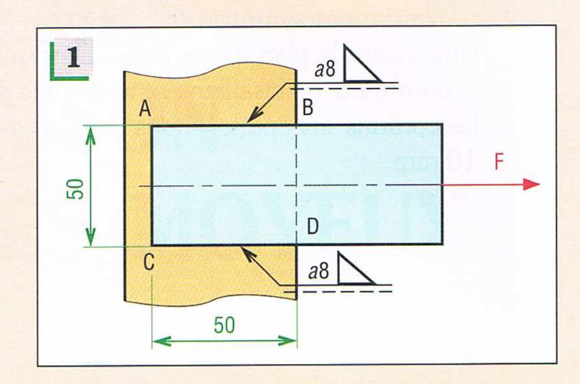
Les extraits indiqués s'appliquent aux assemblages et structures soudés et sont basés sur la précision courante des ateliers.
Exemple d'indication sur les dessins (près ou dans le cartouche) : « EN ISO 13920-B »

Tolérances générales relatives aux constructions soudées

classe de tolérance	L. dimensions linéaires en mm								angles : sur plus petit côté		
	2 à 30	> 30 à 120	> 120 à 400	> 400 à 1 000	> 1 000 à 2 000	> 2 000 à 4 000	> 4 000 à 8 000	> 8 000 à 12 000	o à 400	> 400 à 1000	> 1000
	tolérances ΔL en mm								$\Delta\alpha$ (degrés, minutes)		
A	± 1	± 1	± 1	± 2	± 3	± 4	± 5	± 6	± 20'	± 15'	± 10'
B	± 1	± 2	± 2	± 3	± 4	± 6	± 8	± 10	± 45'	± 30'	± 20'
C	± 1	± 3	± 4	± 6	± 8	± 11	± 14	± 18	± 1°	± 45'	± 30'
D	± 1	± 4	± 7	± 9	± 12	± 16	± 21	± 27	± 1° 30'	± 1° 15'	± 1°

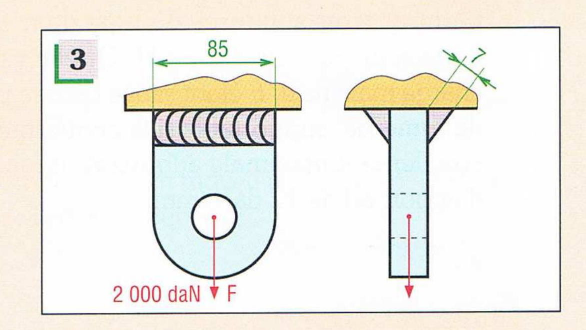
VII - Exercices

Exercice 1
L'assemblage proposé est réalisé à partir de deux soudures d'angle *AB* et *CD* parallèles à la charge *F*. Pour quelle valeur de *F* la contrainte de cisaillement dans le cordon est égale à 8 daN/mm^2 ?

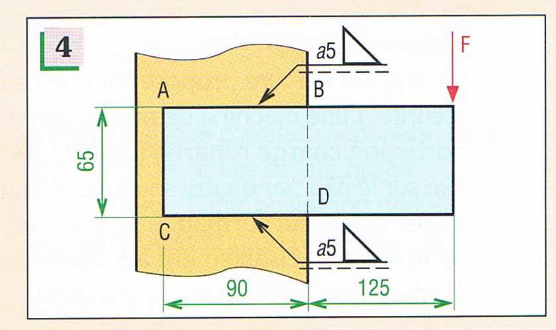


Exercice 2
Refaire l'exercice 1 avec quatre soudures d'angle *AB*, *AC*, *CD* et *DB* de même épaisseur faisant toute la périphérie.

Exercice 3
Pour l'assemblage proposé, déterminer la contrainte de cisaillement dans les deux cordons. Calculer la valeur de cette contrainte dans le cas de charges alternées ou de la fatigue.

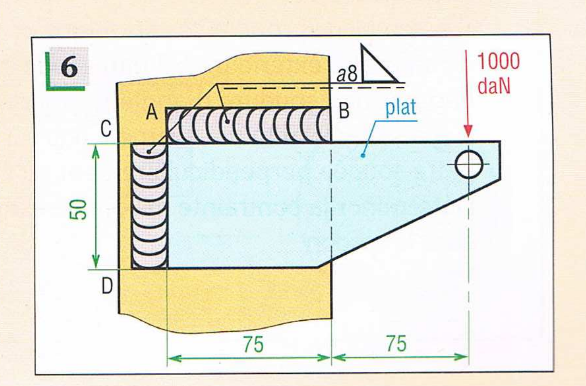


Exercice 4
L'assemblage proposé est réalisé à partir de deux soudures d'angle *AB* et *CD*, d'épaisseur 5 mm. Calculer la valeur maximale de la charge *F* si la contrainte de cisaillement ne doit pas dépasser la valeur de 8 daN/mm^2 ?



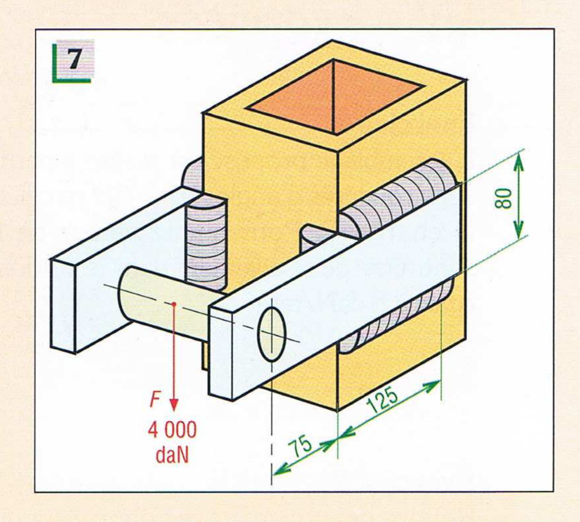
Exercice 5
Refaire l'exercice 4 avec quatre soudures d'angle de même épaisseur faisant la périphérie.

Exercice 6
L'assemblage proposé est réalisé à partir de deux soudures d'angle *AB* et *CD* de même épaisseur 8 mm. Déterminer la contrainte de cisaillement maximale dans les cordons.



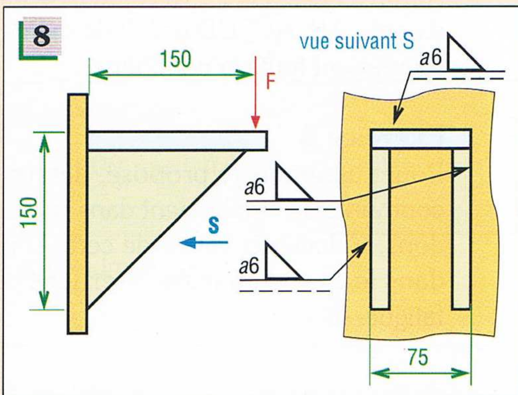
Exercice 7

L'assemblage proposé en perspective est parfaitement symétrique ; la charge *F* est située dans le plan de symétrie. Déterminer la contrainte de cisaillement maximale dans les cordons si l'épaisseur des cordons est de 10 mm.



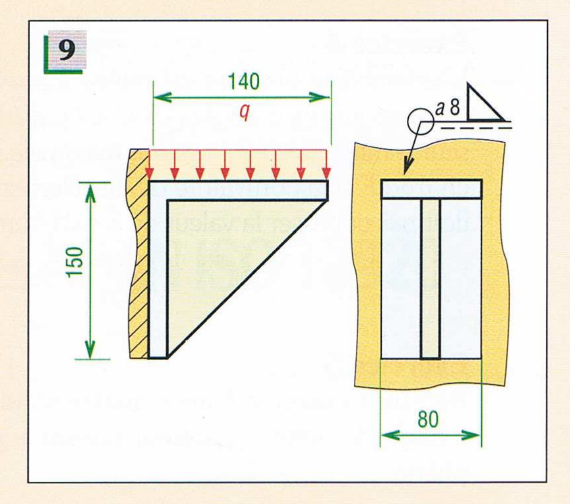
Exercice 8

La console proposée est assemblée sur un bâti par trois soudures d'angle de même épaisseur (6) formant un U. Quelle est la charge maximale, *F* étant située dans le plan de symétrie, supportable si la contrainte de cisaillement maximale admissible du métal d'apport est de 12 daN/mm^2.



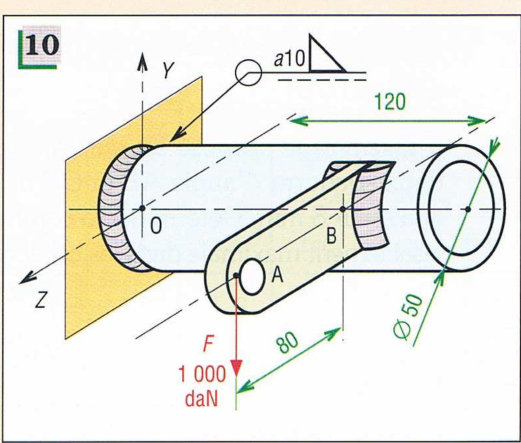
Exercice 9

Le support nervuré proposé est une pièce de sécurité d'une machine de production et supporte une charge répartie (q daN/m). Il est fixé sur le bâti par quatre soudures d'angle de même épaisseur formant un rectangle. Si la contrainte de cisaillement admissible est de 10 daN/mm^2, déterminer q maximal.



Exercice 10

L'assemblage proposé se compose d'un tube de diamètre extérieure 50 mm soudé sur le bâti par une soudure d'angle périphérique d'épaisseur 10 mm. La charge *F* agit sur une patte soudée perpendiculairement au tube. Déterminer la contrainte maximale exercée dans le cordon.





SYSTÈMES DE LIAISON ARBRES/MOYEUX

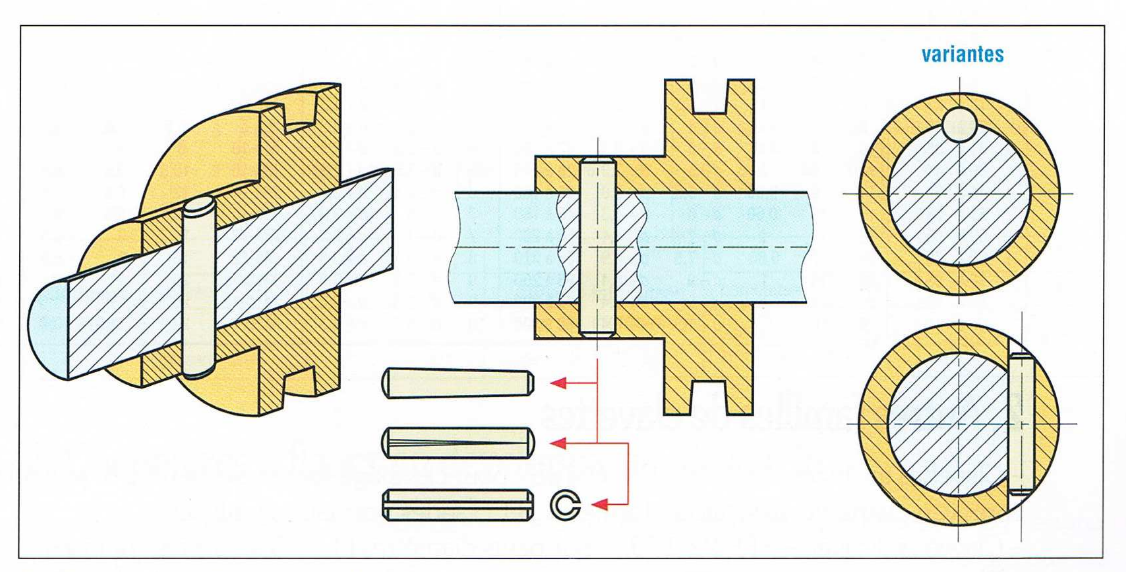
Objectifs

- Décrire les principaux dispositifs utilisés : goupilles, clavettes, cannelures, éléments biconiques, frettage, cônes.
- Indiquer les principales dimensions normalisées.

Ces systèmes permettent de lier en rotation un arbre avec un moyeu ou logement (exemples : poulie, roue dentée) et, par là, de transmettre des efforts (couple…).

I - Liaisons par goupilles

Elles conviennent aux assemblages simples et économiques sous couples modérées. La goupille peut faire office de pièce de sécurité, seule pièce qui casse en cas de surcharge.
En fonctionnement la goupille ne doit pas pouvoir s'échapper ; l'immobilisation doit être suffisante : à cette fin, utiliser des goupilles cannelées, coniques ou élastiques (voir dimensions chapitre 20 : éléments d'assemblage).
Inconvénient : le trou de perçage amène des concentrations de contraintes dans l'arbre.



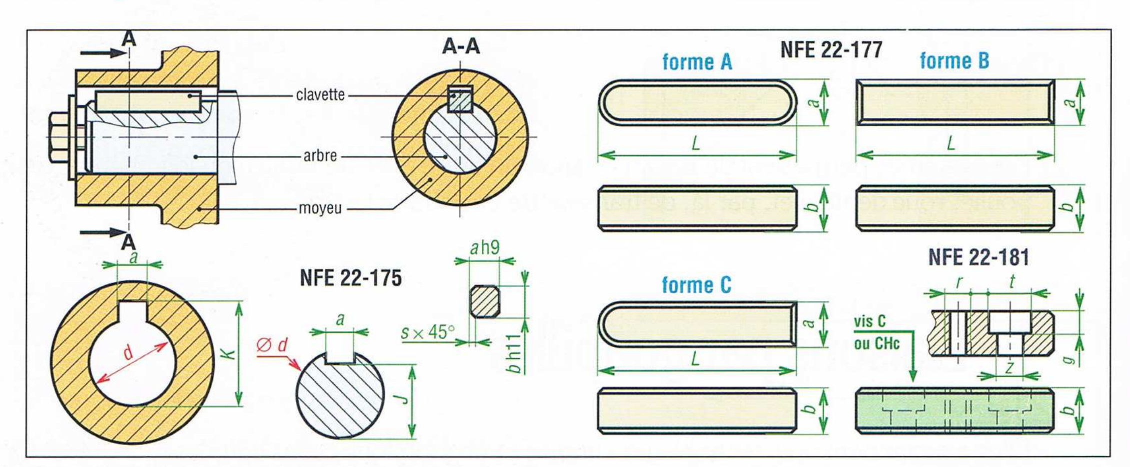
1. Utilisation des goupilles (voir pages 212 et 213).

II – Liaisons par clavettes

1. Clavettes parallèles

Simples, économiques, elles sont souvent utilisées. Le couple transmissible, bien que plus élevé qu'avec les goupilles, reste limité. Aux couples élevés préférer les cannelures. Elles peuvent être utilisées comme organe de sécurité, seule pièce qui casse en cas de surcharge. Matériaux : aciers – $R_r \geqslant 600$ MPa.
Inconvénient : les rainures affaiblissent les arbres et engendrent des concentrations de contraintes.
Exemple de désignation : clavette parallèle, forme B, 14 × 9 × 50, NFE 22-177.
Clavetage libre de 14 × 9, NFE 22-175.

Tolérances	Type de clavetage		
	Libre	Normal	Serré
a_{arbre}	H9	N9	P9
a_{moyeu}	D10	JS9	P9
$a_{clavette}$	h9	h9	h9
Tolérances (µm)		***J***	***K***
Série normale	$6 \leqslant d \leqslant 22$	0 / – 100	+ 100 / 0
	$22 < d \leqslant 130$	0 / – 200	+ 200 / 0
Série mince	$12 \leqslant d \leqslant 50$	0 / – 100	+ 100 / 0
	$50 < d \leqslant 150$	0 / – 200	+ 200 / 0

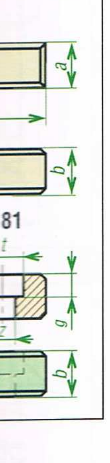


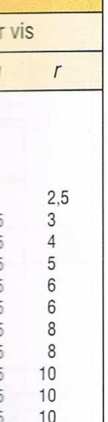
2. Clavettes parallèles : principales dimensions normalisées.

Clavettes parallèles : principales dimensions normalisées															
d de – à (inclus)	série normale						série mince			cas d'une fixation par vis				
	a	*b*	*s*	*J*	*K*	*L*	*b**	*J**	*K**	vis	*t*	*z*	*g*	*r*
6 à 8	2	2	0,16	*d* – 1,2	*d* + 1	6 à 20								
9 à 10	3	3	à	*d* – 1,8	*d* + 1,4	6 à 36								
11 à 12	4	4	0,25	*d* – 2,5	*d* + 1,8	8 à 45								
13 à 17	5	5	0,25	*d* – 3	*d* + 2,3	10 à 56	3	*d* – 1,8	*d* + 1,4					
18 à 22	6	6	à	*d* – 3,5	*d* + 2,8	14 à 70	4	*d* – 2,5	*d* + 1,8	M2,5-6	5	2,9	3	2,5
23 à 30	8	7	0,40	*d* – 4	*d* + 3,3	18 à 90	5	*d* – 3	*d* + 2,3	M3-8	6,5	3,4	3,5	3
31 à 38	10	8	0,40	*d* – 5	*d* + 3,3	22 à 110	6	*d* – 3,5	*d* + 2,8	M4-10	8	4,5	4,5	4
39 à 44	12	8	à	*d* – 5	*d* + 3,3	28 à 140	6	*d* – 3,5	*d* + 2,8	M5-10	10	5,5	5,5	5
45 à 50	14	9	0,60	*d* – 5,5	*d* + 3,8	36 à 160	6	*d* – 3,5	*d* + 2,8	M6-10	12	6,6	6,5	6
51 à 58	16	10	0,60	*d* – 6	*d* + 4,3	45 à 180	7	*d* – 4	*d* + 3,3	M6-10	12	6,6	6,5	6
59 à 65	18	11	à	*d* – 7	*d* + 4,4	50 à 200	7	*d* – 4	*d* + 3,3	M8-12	16	9	8,5	8
66 à 75	20	12	0,80	*d* – 7,5	*d* + 4,9	56 à 220	8	*d* – 5	*d* + 3,3	M8-12	16	9	8,5	8
76 à 85	22	14	1	*d* – 9	*d* + 5,4	63 à 250	9	*d* – 5,5	*d* + 3,8	M10-12	20	11	10,5	10
86 à 95	25	14	à	*d* – 9	*d* + 5,4	70 à 280	9	*d* – 5,5	*d* + 3,8	M10-12	20	11	10,5	10
96 à 110	28	16	1,2	*d* – 10	*d* + 6,4	80 à 320	10	*d* – 6	*d* + 4,3	M10-16	20	11	10,5	10

2. Autres familles de clavettes

– Clavettes inclinées – NFE 22-176 et 178 : pour clavetage forcé ; pente de 1 % pour clavette et moyeu ; variante avec talon ; formes A-B-C ; séries normales et minces.
– Clavettes disques – NFE 22-179 : pour petits diamètres (d < 65) et arbres coniques.
– Clavettes tangentielles – NFE 22-182 : clavetage avec 2 clavettes superposées de même pente.

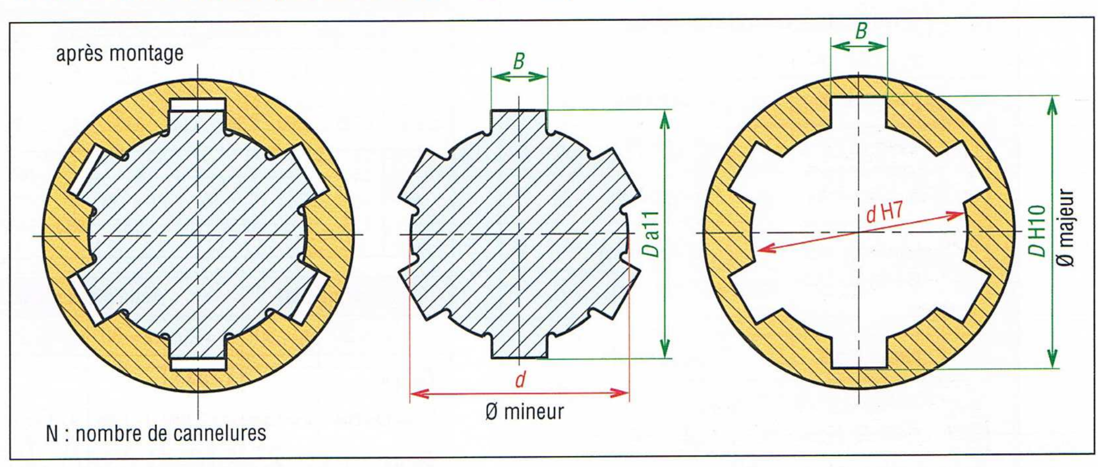




III – Liaisons par cannelures et dentelures

1. Cannelures à flancs parallèles

Les plus anciennes, elles sont de plus en plus souvent remplacées par les cannelures en développante plus résistantes et moins bruyantes. Cependant, du fait de leur simplicité, elles sont encore utilisées dans les petites séries. Elles ne conviennent pas aux grandes vitesses de rotation.
Variantes : une série légère, plutôt pour assemblages fixes ; une série moyenne, plutôt pour assemblages glissants sous charges.
Pour les séries légères et moyennes, le centrage de l'arbre est réalisé sur le diamètre *d* (centrage intérieur), tolérance de symétrie sur B-IT7.
Exemple de désignation : cas de 8 cannelures, N = 8, *d* = 36 et *D* = 42.
Moyeu cannelé à flancs parallèles de 8 × 36 × 42, NF E 22-131.
Arbre cannelé à flancs parallèles de 8 × 36 × 42, NF E 22-131.



3. Cannelures à flancs parallèles NF E 22-131.

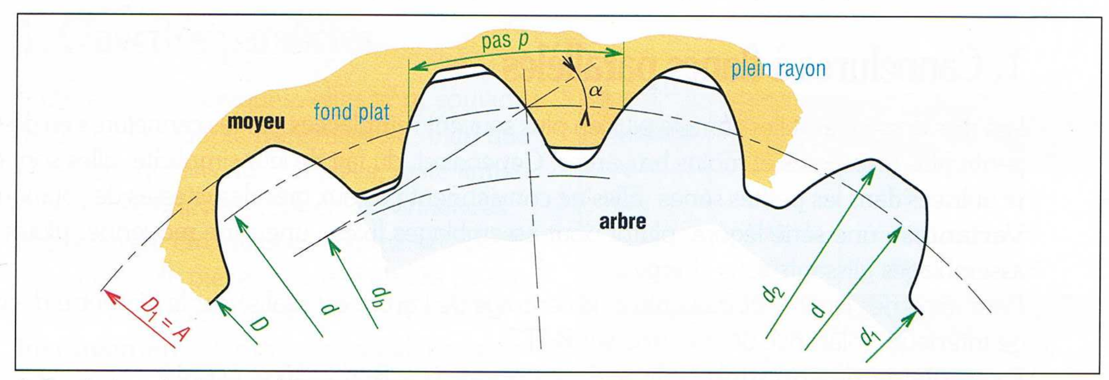
Cannelures à flancs parallèles : principales dimensions normalisées (NF E 22-131)																			
série légère								série moyenne											
d	*D*	*N*	*B*	*d*	*D*	*N*	*B*	*d*	*D*	*N*	*B*	*d*	*D*	*N*	*B*	*d*	*D*	*N*	*B*
23	26	6	6	56	62	8	10	11	14	6	3	28	34	6	7	62	72	8	12
26	30	6	6	62	68	8	12	13	16	6	3,5	32	38	8	6	72	82	10	12
28	32	6	7	72	78	10	12	16	20	6	4	36	42	8	7	82	92	10	12
32	36	8	6	82	88	10	12	18	22	6	5	42	48	8	8	92	102	10	14
36	40	8	7	92	98	10	14	21	25	6	5	46	54	8	9	102	112	10	16
42	46	8	8	102	108	10	16	23	28	6	6	52	60	8	10	112	125	10	18
46	50	8	9	112	120	10	18	26	32	6	6	56	65	8	10				
52	58	8	10																

		d	*D*	*B*			*d*	*D*	*B*
tolérances de l'arbre	glissant	f7	a11	d10	**tolérances du moyeu**	non traité	H7	H10	H9
	fixe	h7	a11	h10		traité après brochage	H7	H10	H11
	glissant juste	g7	a11	f9					

2. Cannelures à flancs en développante, de cercle

Elles sont une application indirecte des engrenages en développante (voir chapitre 29 : engrenages). Elles permettent de plus grandes vitesses de rotation et sont plus silencieuses que les précédentes (NF ISO 4156-1 et 2).

Variantes : cannelures à fond plat, pour pièces minces, et cannelures à plein rayon, plus grande résistance à la fatigue. Quatre classes de tolérance (4-5-6-7) et six classes d'ajustement : serré H/k et H/js ; avec jeu incertain H/h ; avec jeu H/f, H/e et H/d.



4. Canelures en développante (NF E 22-141).

Principales caractéristiques

paramètres	symbole
module	$m = \text{pas}/\pi$
nombre de dents	Z
diamètre primitif	$d = mZ$
angle de pression	α
diamètre de base	$d_b = mZ \cos\alpha$
diamètre nominal	A

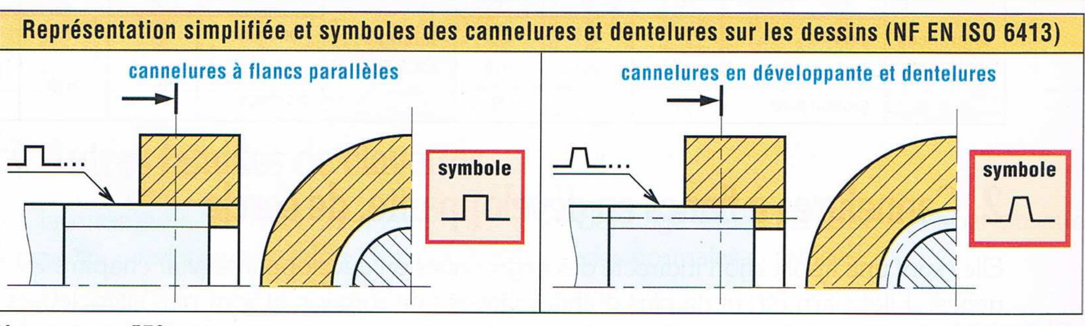
paramètres	symbole
∅ extérieur moyeu	D_1
∅ intérieur moyeu	D
∅ intérieur arbre	d_1
∅ extérieur arbre	d_2

Angles de pression recommandés : α = 20°/ 30°/37,5°/45°								
	modules m recommandés							
m	0,25	0,5	0,75	1	1,75	1,5	1,75	2
pas p	0,785	1,571	2,36	3,14	3,93	4,71	5,50	6,28
m	2,5	3	4	5	6	8	10	
pas p	7,85	9,43	12,57	15,71	8,85	25,13	31,42	

	Fond plat		Fond plein rayon			
	α = 20°	α = 30°	α = 20°	α = 30°	α = 37,5°	α = 45°
D_1	A (d + 2m)	d + 1,5m	A + 0,3 m (d + 2,3m)	d + 1,8m	d + 1,4m	d + 1,2m
D	A − 2 m = d		A − 2 m = d			
d_1	A − 2,4 m		A − 2,4 m			
d_2	A − 0,2 m		A − 0,2 m			

Angle de pression α = 20° : principales dimensions en fonction du module m																				
m = 0,5			m = 1,00			m = 1,25			m = 1,667			m = 2,5			m = 5,0			m = 10,00		
A	Z	D	A	Z	D	A	Z	D	A	Z	D	A	Z	D	A	Z	D	A	Z	D
4	6	3	8	6	6	10	6	7,5	15	7	11,7	20	6	15	40	6	30	140	12	120
5	8	4	9	7	7	12	8	9,5	17	8	13,7	25	8	20	45	7	35	150	13	130
6	10	5	10	8	8	15	10	12,5	20	10	16,7	30	10	25	50	8	40	160	14	140
7	12	6	12	10	10	17	12	14,5	25	13	21,7	35	12	30	55	9	45	170	15	150
8	14	7	15	13	13	20	14	17,5	30	16	26,7	40	14	35	60	10	50	180	16	160
9	16	8	17	15	15	25	18	22,5	35	19	31,7	45	16	40	65	11	55	190	17	170
10	18	9	20	18	18	30	22	27,5	40	22	36,7	50	18	45	70	12	60	200	18	180
12	22	11	25	23	23	35	26	32,5	45	25	41,7	55	20	50	75	13	65	200	20	200
15	28	14	30	28	28	40	30	37,5	50	28	46,7	60	22	55	80	14	70	240	22	220
			35	33	33	45	34	42,5	55	31	51,7	65	24	60	85	15	75	260	24	240
						50	38	47,5	60	34	56,7	70	26	65	90	16	80			

Représentation simplifiée et symboles des cannelures et dentelures sur les dessins (NF EN ISO 6413)

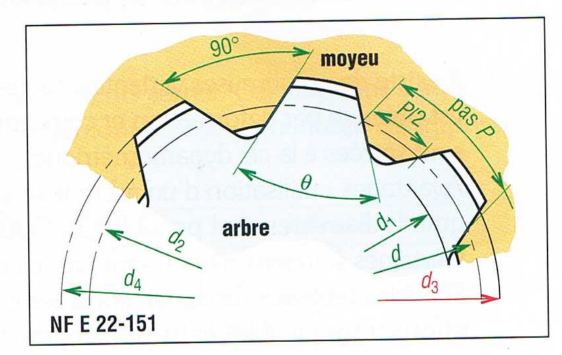


Voir aussi page 579.

3. Dentelures rectilignes

Moins précises que les cannelures, elles sont plutôt réservées aux petits arbres et aux moyeux. Elles permettent le calage angulaire d'un organe de commande dans plusieurs positions et s'utilisent en général en assemblage fixe sans glissement sous charge (p = pas, Z = nombre de dents, d = diamètre primitif). Modules : 0,50-0,15-1,00-1,50.

Désignation : (d_3 = 14, Z = 27)
Dentelure rectiligne : 14 × 27, NF E 22-151.



5. Dentelures rectilignes NF E 22-151.

Dentelures rectilignes : principales dimensions normalisées (NF E 22-151)

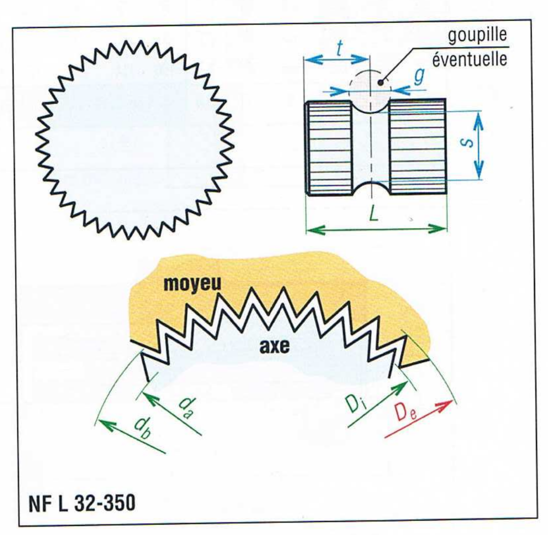
d_3	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	33	36	39	42	45	48	52	56	60
d	7,5	9,5	11,5	13,5	15,5	17,5	19,5	21,5	23,5	26,5	29,5	32	35	38	40,5	43,5	46,5	50	54	58
d_1	7	9	11	13	15	17	19	21	22,5	25,5	28,5	31	24	37	39	42	45	48	52	56
d_2	7,3	9,3	11,3	13,3	15,3	17,3	19,3	21,3	23	26	29	31,6	34,6	37,6	39,9	42,9	45,9	49,2	53,2	57,2
d_4	8,2	10,2	12,2	14,2	16,2	18,2	20,2	22,2	24,3	27,3	30,3	33,4	36,4	39,4	42,6	45,6	48,6	52,8	56,8	60,8
Z	15	19	23	27	31	35	39	43	31	35	39	32	35	38	27	29	31	25	27	29
p	1,57	1,57	1,57	1,57	1,57	1,57	1,57	1,57	2,36	2,36	2,36	3,14	3,14	3,14	4,71	4,71	4,71	6,28	6,28	6,28
θ	66°	71°	74°	76°	78°	79°	80°	81°	78°	79°	80°	78°	79°	80°	76°	77°	78°	75°	76°	77°
m	0,50								0,75			1,00			1,50			2,00		

4. Axes dentelés pour petites commandes

Ces axes permettent le calage angulaire d'un organe de commande dans plusieurs positions. L'immobilisation de l'organe peut être obtenue par pincement, goupillage…

Applications :
petits leviers de commande, axes de volants de robinets…

Désignation :
dentures pour axe 10 NF L 32-350



6. Axes dentelés.

Axes dentelés : principales dimensions normalisées (NF L 32-350)

diamètre nominal d	nombre de dents Z	d_a	d_b $^{+0,1}_{+0}$	D_i $^{+0,1}_{+0}$	D_e $^{+0,1}_{+0}$	L_{mini}	t	s_{mini}	g_{mini}
8	24	6,9	7,8	7,1	8	10,5	5,5	6,7	4
10	36	8,9	9,8	9,1	10	14	7	8	5
15	48	13,9	14,8	14,1	15 (+0,15)	18	9	12	6

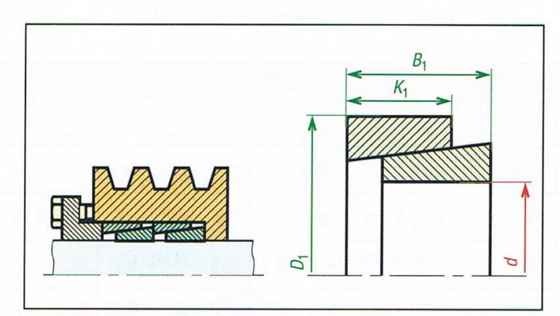
IV - Éléments d'assemblage biconiques

Il existe de nombreuses variantes, toutes basées sur le même principe : la liaison arbre-moyeu est obtenue par déformation et coincement d'une bague conique ou biconique fendue. Les vis sont serrées à la clé dynamométrique.

Avantages : utilisation d'un arbre lisse sans usinage, ni rainure de clavette, ni cannelures. Les grands diamètres sont possibles, de 500 à 1 000 mm, et les démontages faciles.

Certaines solutions ne réalisent pas le centrage entre arbre et moyeu.

Dans les tableaux de dimensions, les couples C_1 à C_2 et les charges axiales F_1 à F_2 sont les efforts transmissibles entre arbre et moyeu.

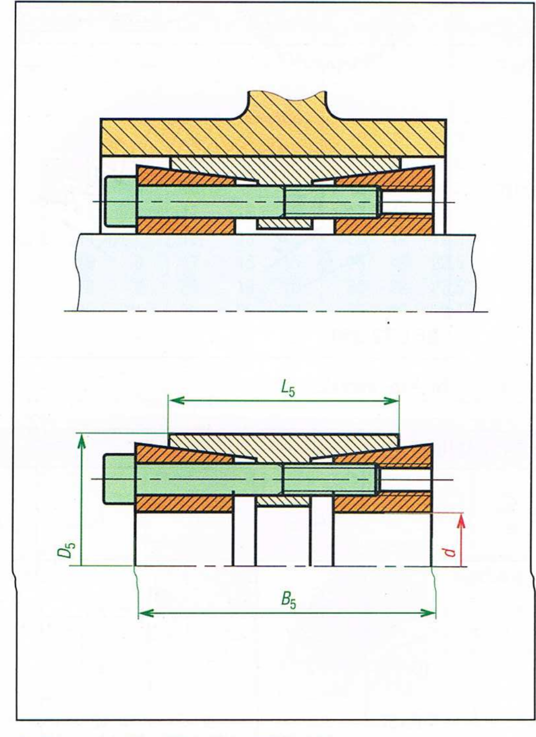


7. Éléments TLK 300, Ringblock RB 1060…

d	D_1	B_1	K_1	C_1	F_1	d	D_1	B_1	K_1	C_1	F_1
10	13	4,5	3,7	8,5	1,6	42	48	8	6,6	264	12,5
12	15	4,5	3,7	12	2	48	55	10	8,6	450	19
15	19	6,3	5,3	27	3,6	56	64	12	10,4	737	26
18	22	6,3	5,3	39	4,4	60	68	12	10,4	844	29
20	25	6,3	5,3	47	4,8	65	73	12	10,4	994	31
24	28	6,3	5,3	69	5,8	70	79	14	12,2	1 350	39
28	32	6,3	5,3	107	7,2	80	91	17	15	2 170	54
32	36	6,3	5,3	123	7,7	100	114	21	19	4 230	85
36	42	7	6	176	9,8	C_1 (en Nm) ; F_1 (en kN)					

8. Tollok, TLK 200, Bikon 4000 ; RB 1120….

d	D_2	k_2	B_2	C_2	F_2	d	D_2	k_2	B_2	C_2	F_2
20	47	17	20	330	32	80	120	24	28	6 500	162
25	50	17	20	460	36	90	130	24	28	8 350	186
30	55	17	20	600	40	100	145	26	33	11 900	238
35	60	17	20	830	48	110	155	26	33	13 000	238
40	65	17	20	1 100	56	120	165	26	33	16 300	272
45	75	20	24	1 970	88	140	190	34	38	26 150	374
50	80	20	24	2 190	88	170	225	38	44	43 500	512
60	90	20	24	3 070	102	200	260	46	52	69 900	699
70	110	24	28	5 690	162	C_2 (en Nm) ; F_2 (en kN) ; dH9 ; D_2H9					



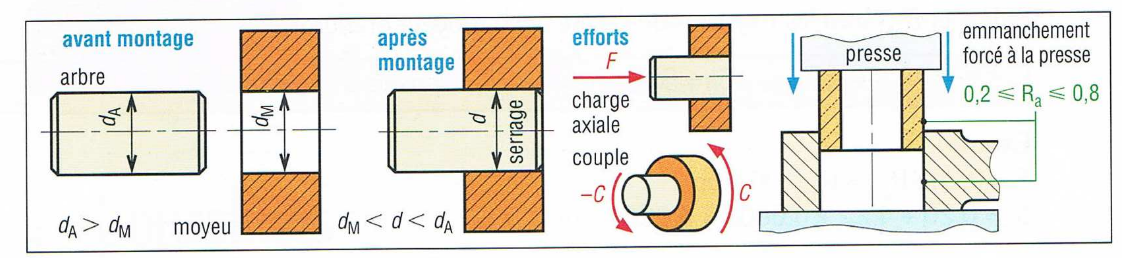
9. Bikon 1012 ; RB 1800 ; TLK 400…

d E8	D_5 g6	B_5 (mm)	L_5 (mm)	C_5 (Nm)	F_5 (kN)
40	75	54	44	2 880	144
45	75	64	56	3 460	155
50	80	66	56	4 150	165
60	90	66	56	6 200	207
70	110	80	70	11 500	329
80	120	80	70	14 900	372
90	130	80	70	18 200	405
100	145	102	90	27 700	555
120	165	102	90	42 400	706
140	190	116	104	67 400	963
160	210	116	104	88 100	1 100
180	235	150	134	126 500	1 410
200	260	150	134	149 900	1 500
220	285	150	134	185 000	1 690
240	305	150	134	224 800	1 870
260	325	150	134	255 700	1 970
280	355	177	165	369 000	2 640
300	375	177	165	440 000	2 940

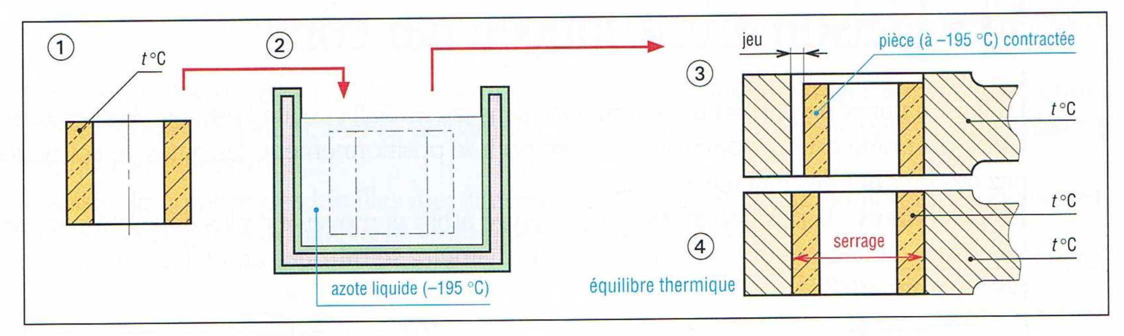
V - Frettage et emmanchements forcés

Ils permettent de réaliser les assemblages par ajustements serrés. Ces solutions sont intéressantes si l'assemblage arbre/moyeu n'est jamais démonté car le démontage est impossible sans destruction de la liaison.

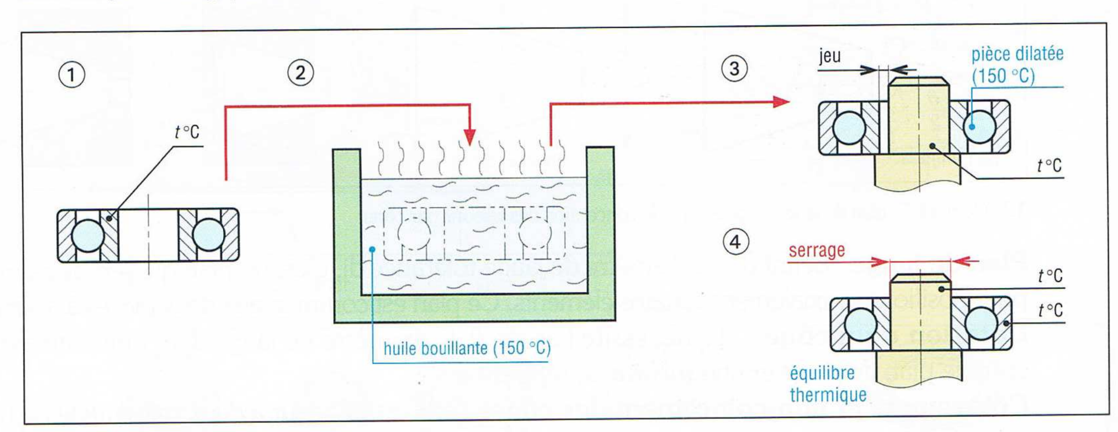
Exemples d'ajustements serrés		observations	
H7u6 H7s6	assemblage fortement serré pouvant transmettre des efforts importants	presse lourde ou frettage	avec détérioration des pièces au démontage
H7r6	assemblage assez serré	presse	
H7p6	assemblage serré pouvant transmettre des efforts sans organes d'arrêt		
H7n6	assemblage sous faible pression organe d'arrêt (clavette...) nécessaire en rotation organe d'arrêt pas forcément nécessaire en translation	assemblage parfois possible au maillet	sans détérioration des pièces au démontage
H7m6	assemblage légèrement serré organes d'arrêt nécessaires en rotation et translation		



10. Assemblages par ajustements serrés. Emmanchements à la presse.



11. Principe du frettage par contraction.



12. Principe du frettage par dilatation.

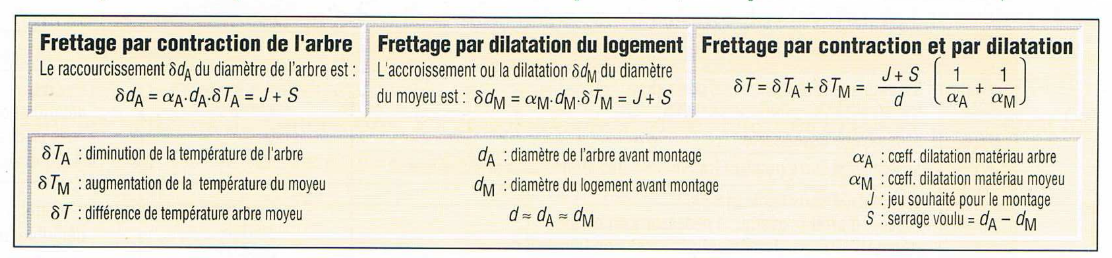
a) Emmanchements forcés : ils sont réalisés à la presse ou par un dispositif équivalent. Les deux pièces sont assemblées à la même température. La réussite dépend de la précision des formes, de l'état des surfaces et du mode opératoire.

b) Frettage : si les pièces sont de grandes dimensions, si l'assemblage à la presse n'est pas envisageable, si les assemblages exigent une certaine précision ou une manipulation délicate, on utilise le frettage.

Principe : le frettage est basé sur le changement des dimensions des objets suite à une variation contrôlée de la température. On note trois cas : le frettage par contraction de l'arbre, le frettage par dilatation du logement et le frettage par combinaison des deux.

Remarques :

– La contraction ou la dilatation de l'une des pièces rend l'assemblage possible. Le serrage est obtenu dès que les deux pièces retrouvent la même température (la température ambiante t °C).



Frettage par contraction de l'arbre	Frettage par dilatation du logement	Frettage par contraction et par dilatation
Le raccourcissement δd_A du diamètre de l'arbre est : $\delta d_A = \alpha_A \cdot d_A \cdot \delta T_A = J + S$	L'accroissement ou la dilatation δd_M du diamètre du moyeu est : $\delta d_M = \alpha_M \cdot d_M \cdot \delta T_M = J + S$	$\delta T = \delta T_A + \delta T_M = \frac{J+S}{d}\left(\frac{1}{\alpha_A} + \frac{1}{\alpha_M}\right)$

δT_A : diminution de la température de l'arbre	d_A : diamètre de l'arbre avant montage	α_A : cœff. dilatation matériau arbre
δT_M : augmentation de la température du moyeu	d_M : diamètre du logement avant montage	α_M : cœff. dilatation matériau moyeu
δT : différence de température arbre moyeu	$d \approx d_A \approx d_M$	J : jeu souhaité pour le montage
		S : serrage voulu = $d_A - d_M$

– La rugosité des surfaces a une influence sur le serrage S. Arêtes et crêtes de rugosité sont écrasées à l'assemblage.

Si R_{aA} et R_{aM} sont les rugosités de l'arbre et du moyeu, prendre :

$$S' = S + 4(R_{aA} + R_{aM}) = \text{serrage à appliquer}$$

Exemple :

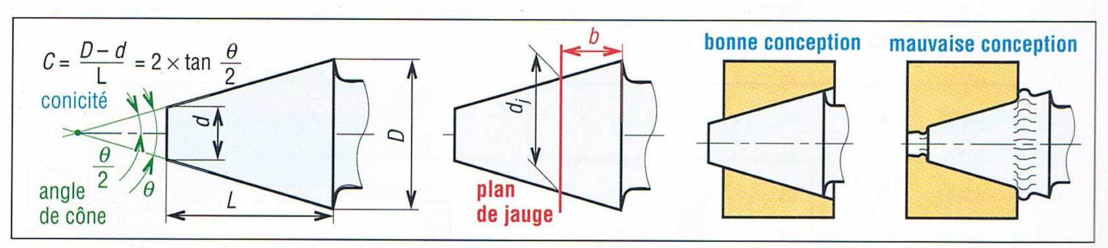
$S = 0{,}20$; $R_{aA} = R_{aM} = 0{,}8$ µm

$S' = 0{,}20 + 4 \times 2 \times 0{,}0008 = 0{,}0264$ mm

VI – Liaison arbre/moyeu par cône

La liaison par cône permet un assemblage sans jeu (radial) et évite l'usinage d'un épaulement. Cette propriété est abondamment utilisée pour le positionnement des outils de coupe dans le nez des broches des machines-outils.

Inconvénient : la position axiale précise entre arbre et moyeu est plus difficile à obtenir dans la mesure où une erreur (« tolérance ») sur le diamètre se retrouve amplifiée axialement (multipliée par tan $(\theta/2)^{-1}$).



13. Cônicité C, plan de jauge, suggestions de conception des liaisons par cône.

Plan de jauge : défini par le diamètre de jauge tolérancé dj, c'est un plan qui sert de référence pour positionner axialement certains éléments. Ce plan est commun aux deux pièces à assembler.

Cotation d'un cône : elle nécessite l'angle θ, le diamètre de jauge dj et une cote axiale b entre le plan de jauge et une surface de référence.

Coincement et non-coincement des cônes : si θ est inférieur à deux fois l'angle de frottement (≈ 11,4° pour un contact acier/acier), il y a coincement entre l'arbre et le moyeu et la transmission d'un couple modéré est possible sans organe d'arrêt (clavette…). Les cônes morses normalisés pour outils fonctionnent sur ce principe. Si les valeurs de θ sont supérieures à deux fois l'angle de frottement, le coincement n'est plus possible et la transmission des efforts exige des organes d'arrêt. C'est le cas des cônes 7/24 pour broches **(page 222)**.

Série N°1 (préférentielle) d'angles θ normalisés (NF EN ISO 1119 ; norme GPS) : 120°-90°-60°-45°-30°-1:3-1:5-1:10-1:20-1:50-1:100-1:200-1:500.

23 PALIERS LISSES COUSSINETS ROTULES

OBJECTIFS

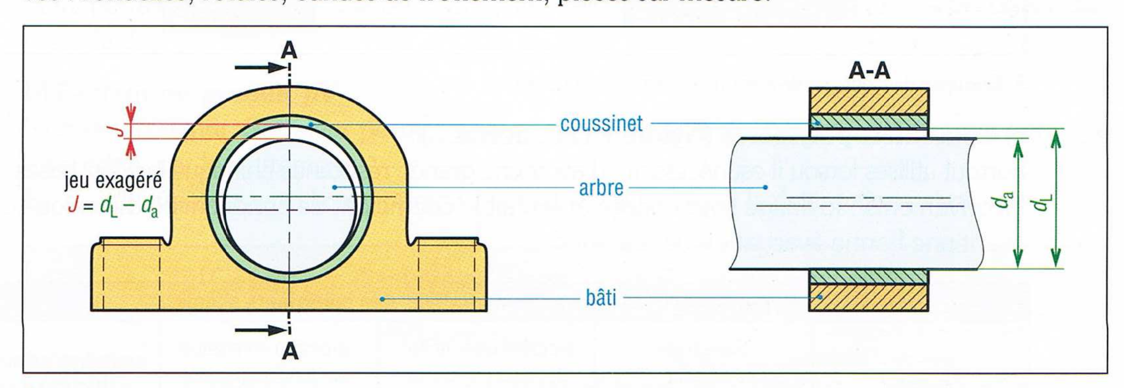
- Décrire et indiquer les caractéristiques, les propriétés et les dimensions normalisées des principales familles de coussinets et de rotules lisses.
- Fournir des éléments pour leur calcul.
- Donner le principe du palier lisse hydrodynamique.

I - Coussinets

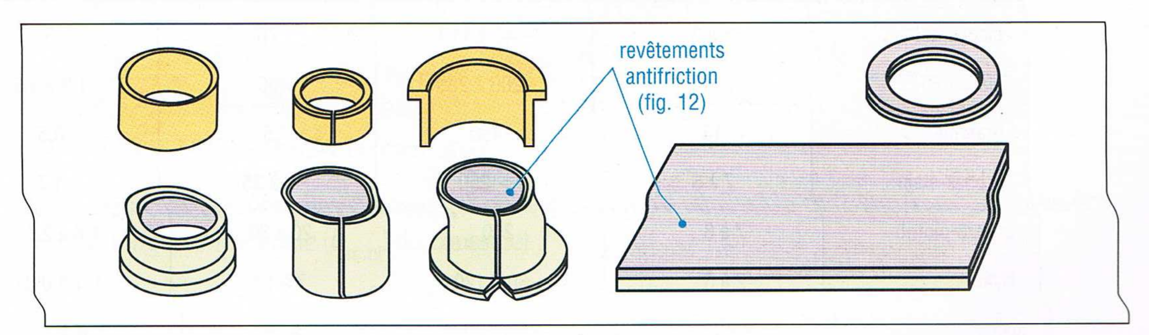
Économiques, souvent utilisés, les coussinets sont des bagues cylindriques, de forme tubulaire, avec ou sans collerette, interposés entre un arbre et son logement pour faciliter le mouvement de rotation.

Construits à partir de matériaux présentant de bonnes qualités frottantes (bronze, étain, plomb, graphite, Téflon, PTFE, polyamide), ils peuvent, suivant les variantes, être utilisés à sec ou avec lubrification.

Il existe de nombreuses familles aux dimensions normalisées et de nombreux produits dérivés : rondelles, rotules, bandes de frottement, pièces sur mesure.



1. Principe de montage d'un coussinet.



2. Diverses formes de coussinets.

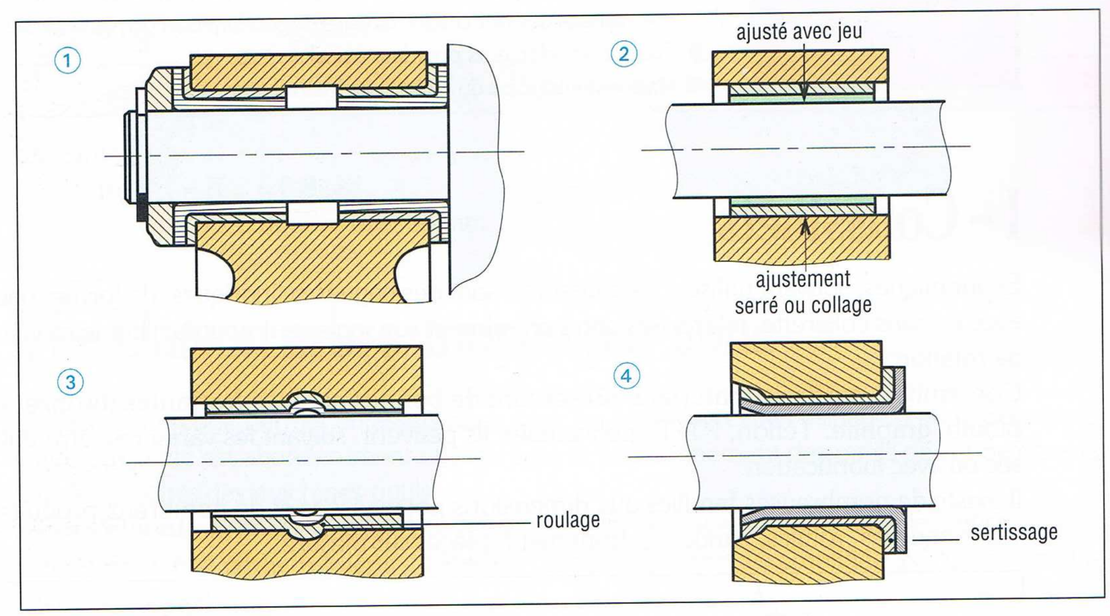
1. Principales familles

a) Coussinets autolubrifiants

Ils sont fabriqués en métal fritté à base de bronze, poreux (porosités entre 15 et 35 % en volume), avec incorporation de lubrifiant (huile, graphite, etc.) dans les porosités. Dans le cas de l'huile, la structure, comparable à une éponge, restitue l'huile en fonctionnement et l'absorbe à l'arrêt.
Variantes : solutions fonctionnant à sec jusqu'à des vitesses périphériques de 6 m/s ; solutions tout carbone ou graphite supportant des vitesses élevées, jusqu'à 13 m/s...

b) Coussinets composites type glacier

Ils peuvent fonctionner à sec ou avec un léger graissage au montage sous des vitesses périphériques inférieures à 3 m/s.
Ils sont constitués de trois couches différentes. La base est une tôle d'acier roulée recouverte d'une couche de bronze fritté. La surface frottante peut être en résine acétal ou en PTFE avec addition d'un lubrifiant solide : plomb, graphite, bisulfure de molybdène MoS_2...
Montages typiques : les cas 1 et 2 conviennent aussi aux autres coussinets.



3. Exemples de montages de coussinets composites type glacier.

c) Coussinets polymères (Nylon, PTFE, acétal...)

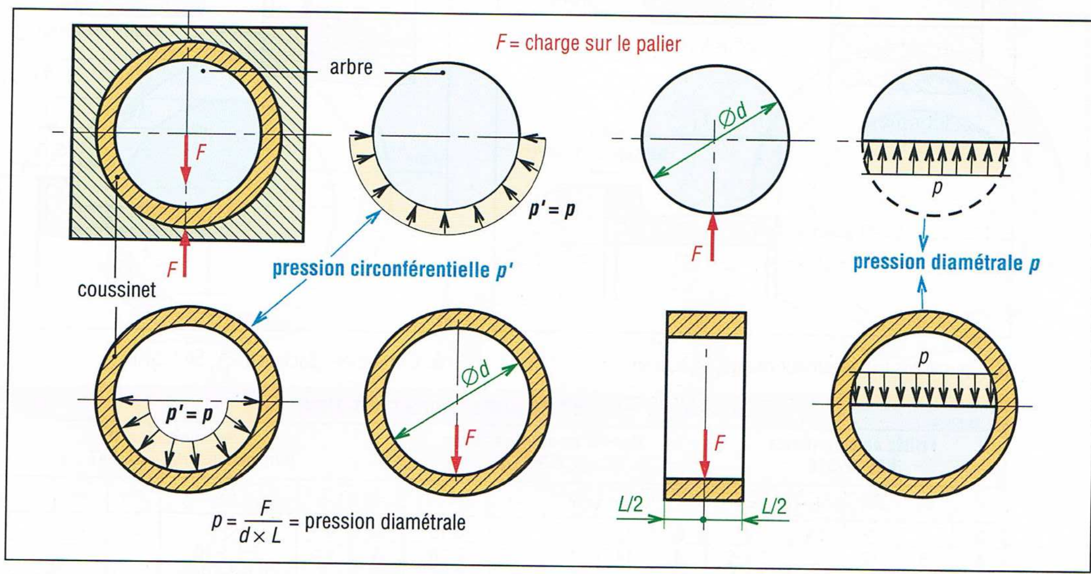
Surtout utilisés lorsqu'il est nécessaire d'avoir une grande résistance chimique (acides, bases...).
Inconvénients : le fluage sous charge et un faible coefficient de conductivité thermique empêchant une bonne évacuation des calories.

Performances indicatives comparatives des coussinets usuels				
type du coussinet	vitesse maxi admissible (m/s)	températures limites de fonctionnement (°C)	pression admissible en fonctionnement (N/mm²)	produit pV admissible (N/mm²)·(m/s)
glacier acétal	2 à 3	– 40 à 110	70	3
glacier PTFE	2 à 3	–200 à 280	50	1,8 à 3,6
graphite	13	400	5	0,5
bronze-étain	7 à 8	> 250	7 à 35	1,7
bronze-plomb	7 à 8	250	20 à 30	1,8 à 2,1
Nylon	2 à 3	–80 à 120	7 à 10	0,1 à 0,3
acétal	2 à 3	–40 à 100	7 à 10	0,1

2. Calcul des coussinets (régime non hydrodynamique)

La procédure de calcul varie sensiblement d'une famille à l'autre et d'un fabricant à l'autre. Pour des choix précis utiliser des documents constructeurs. Cependant ces calculs (durée de vie, longueur du coussinet, facteur d'usure...) font régulièrement intervenir les notions de pression diamétrale p et de produit pV.

a) Pression diamétrale p



4. Pression diamétrale p et pression circonférentielle p'.

$$p = \frac{F}{d \times L}$$

avec
- F : charge sur le palier (N)
- d : diamètre de l'alésage (mm)
- L : longueur du coussinet (mm)
- p : pression diamétrale (MPa ou N/mm^2)

On démontre en statique que la pression circonférentielle p', répartie uniformément sur une demi périphérie, est égale à la pression diamétrale p répartie uniformément sur la surface diamétrale $d.L$.

b) Facteur ou produit pV

Il est déterminant. Sa valeur permet de mesurer la capacité du matériau à supporter l'énergie engendrée par le frottement.
En cas de dépassement, la température du palier augmente et la destruction est rapide.

$$pV = \text{pression diamétrale (N/mm}^2) \times \text{vitesse circonférentielle (m/s)}$$

Exemples

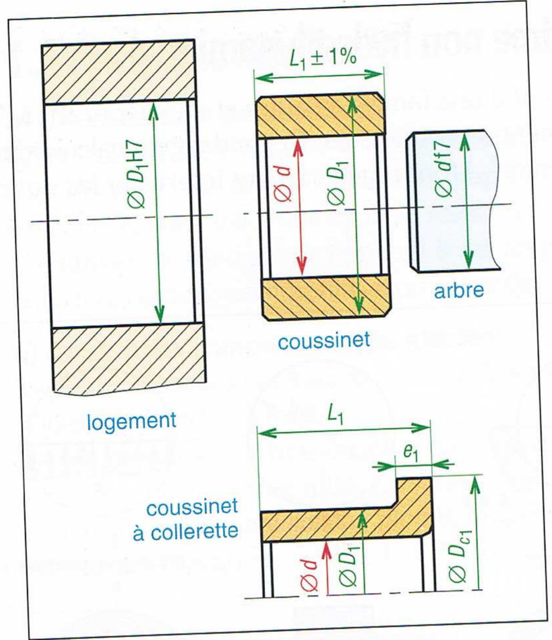
a) Un palier supporte une charge radiale F de 100 daN ; le diamètre de l'arbre est de 40 mm ; la vitesse de rotation de 500 tr/min et la largeur du coussinet de 50 mm. Quelle est la valeur du produit pV ?

$$p = \frac{F}{d \times L} = \frac{1\,000}{40 \times 50} = 0{,}5 \text{ N/mm}^2 \; ; \quad V = \frac{\pi . N . d}{30 \times 2} = \frac{\pi \times 500 \times 20}{60} = 1\,047 \text{ mm/s} \approx 1{,}05 \text{ m/s}$$

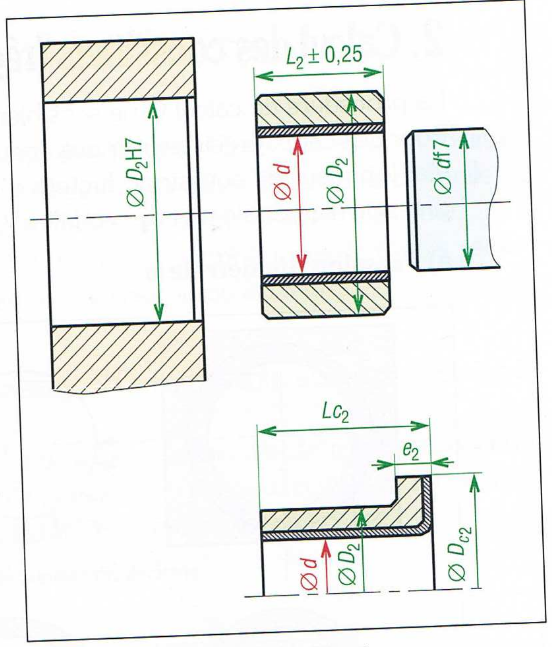
$$pV = 0{,}5 \times 1{,}05 = 0{,}524 \text{ N/mm}^2\text{.m/s}$$

b) En reprenant les données ci-dessus, si on impose un pV admissible de 2 Nm/mm^2.s, quelle doit être la longueur minimale (L_{mini}) du coussinet ?

$$pV = \frac{F}{d.L} . v \leqslant 2 \quad ; \quad L \geqslant \frac{Fv}{2d} = \frac{1\,000 \times 1{,}05}{40 \times 2} = 13{,}1 \text{ mm}$$



5. Coussinets frittés autolubrifiants (Métafram…)



6. Coussinets glaciers (INA, SIC, SKF…).

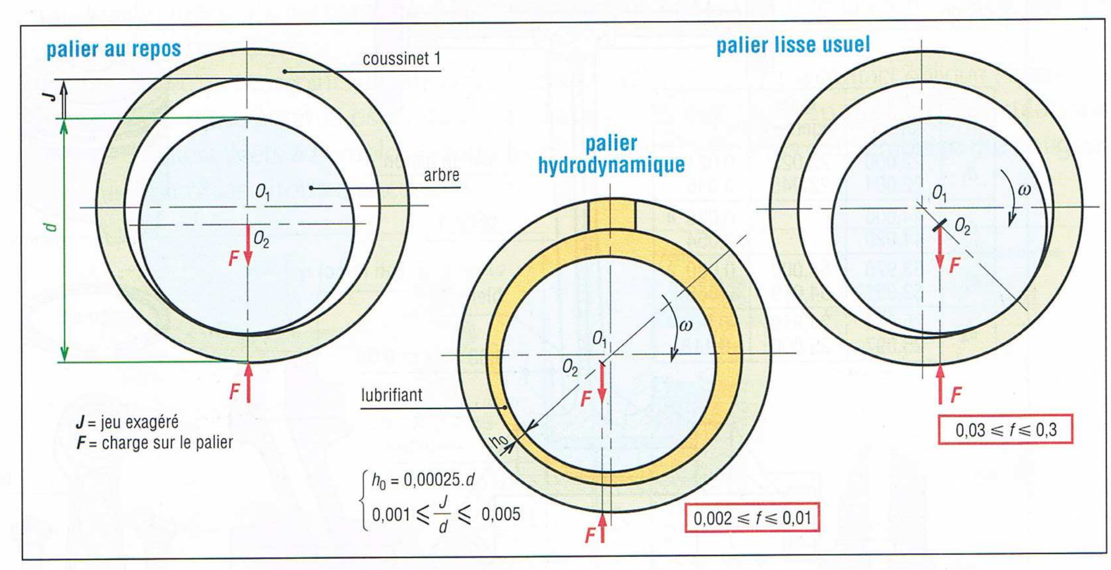
Coussinets – extrait de dimensions normalisées (mm)															
Frittés autolubrifiants NFE 22-510					Massifs en alliages cuivre NF ISO 4379					Coussinets glacier (dimensions INA, SIC, SKF…)					
d	D_1	Dc_1	e_1	L_1	d	D_1	Dc_1	e_1	L_1	d	D_2	L_2	Dc_2	e_2	Lc_2
3	6	9	1,5	4	**6**	12	14	3	6-10	**3**	4,5	3-5-6			
4	8	12	2	3-4-6	**8**	14	18	3	6-10	**4**	5,5	3-4-6-10			
5	9	13	2	4-5-8	**10**	16	20	3	6-10	**5**	7	5-8-10			
6	10	14	2	4-6-10	**12**	18	22	3	10-15-20	**6**	8	6-8-10	12	1	4-8
8	12	16	2	6-8-12	**14**	20	25	3	10-15-20	**8**	10	6-8-10-12	15	1	5,5-7,5-9,5
9	14	19	2,5	6-10-14	**15**	21	27	3	10-15-20	**10**	12	8-10-12-15-20	18	1	7-9-12-17
10	16	22	3	8-10-16	**16**	22	28	3	12-15-20	**12**	14	8-10-12-15-20	20	1	7-9-12-17
12	18	24	3	8-12-20	**18**	24	30	3	12-20-30	**14**	16	8-10-12-15-20	22	1	12-17
14	20	26	3	10-14-20	**20**	26	32	3	15-20-30	**15**	17	10-12-15-20-25	23	1	9-12-17
15	21	27	3	10-15-25	**22**	28	34	3	15-20-30	**16**	18	10-12-15-20-25	24	1	12-17
16	22	28	3	12-16-25	**25**	32	38	4	20-30-40	**18**	20	15-20-25	26	1	12-17-22
18	24	30	3	12-18-30	**28**	36	42	4	20-30-40	**20**	23	10-15-20-25-30	30	1,5	12-17-22
20	26	32	3	15-20-25	**30**	38	44	4	20-30-40	**22**	25	15-20-25-30			11,5-16,5-21,5
22	28	34	3	15-20-25	**32**	40	46	4	20-30-40	**25**	28	15-20-25-30-40	35	1,5	11,5-16,5-21,5
25	32	39	3,5	20-25-30	**35**	45	50	5	30-40-50	**28**	32	15-20-25-30			
28	36	44	4	20-25-30	**38**	48	54	5	30-40-50	**30**	34	15-20-25-30-40	42	2	16-26
30	38	46	4	20-25-30	**40**	50	58	5	30-40-60	**35**	39	20-30-35-40-50	47	2	16-26
32	40	48	4	20-25-30	**42**	52	60	5	30-40-60	**40**	44	20-30-40-50	52	2	16-26
35	45	55	5	25-35-40	**45**	55	63	5	30-40-60	**45**	50	20-30-40-45-50			
38	48	58	5	25-35-45	**48**	58	66	5	40-50-60	**50**	55	20-30-40-50-60			
40	50	60	5	30-40-50	**50**	60	68	5	40-50-60	**55**	60	20-25-30-40-50			
45	55	65	5	35-45-55	**55**	65	73	5	40-50-70	**60**	65	20-30-40-60-70			
50	60	70	5	35-50	**60**	75	83	7,5	40-60-60	**65**	70	30-50-70			
55	65	75	5	40-55	**65**	80	88	7,5	50-60-80	**70**	75	40-50-70			
60	72	84	6	50-60-70	**70**	85	95	7,5	50-70-90	**75**	80	60-80			
					75	90	100	7,5	50-70-90	**80**	85	60-100			
					80	95	105	7,5	60-80-100	**85**	90	30-60-100			
Tolérance : D logement : H7 ; après emmanchement, D bague : H7 ou H8 si $D \geqslant 50$; Dc, ac et L : js13 ; concentricité d/D IT9 ; chanfreins à 45°					**Tolérance :** D logement H7 ; D bague : s6 et d : E6 (H8 après emmanchement) ; Dc : d11 ; L : h13 ; concentricité d/D : IT8 ; chanfreins à 45° ; Ra, d et D : 1,6 µm					**Tolérance :** D logement H7 ; longueur $L \pm 0,25$; d arbre : f7 avec Ra ⩽ 0,4 µm					

Coussinets glacier usuels : performances indicatives						
Type fonctionnement	**Composition**	**Températures d'utilisation**	**Pression statique admissible**	**Vitesse maximale admissible**	**Produit pv maxi N/mm² · m/s**	**Exemple**
Glacier PTFE : sans entretien à sec	PTFE + Pb + bronze…	– 200 à 280° C	250 N/mm²	2 à 3 m/s	$pv_{continu}$: 1,8 $pv_{temporaire}$: 3,6 (p < 140 N/mm²)	INA : permaglide P1 SIC : DU SKF : glycodur F…
Glacier acétal : entretien réduit, avec lubrification	résine acétal, PVDF, PTFE, Pb, bronze…	– 40 à 110° C	250 N/mm²	2 à 3 m/s	$pv_{continu}$: 3 (p < 140 N/mm²)	INA : permaglide P2 SIC : DX SKF : glycodur A…

Les coussinets ci-dessus existent en plusieurs matériaux avec des performances différentes.

II – Paliers lisses, hydrodynamiques

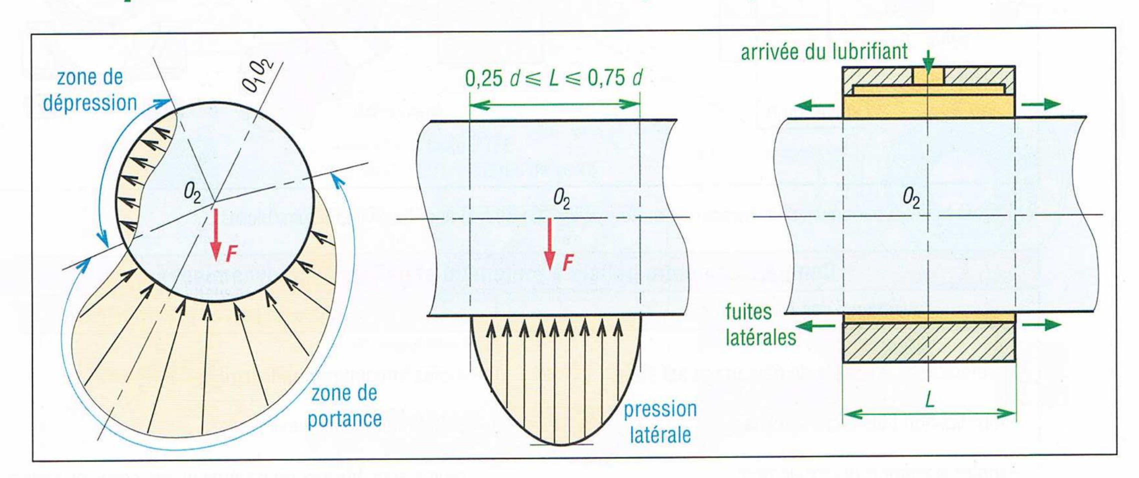
Ils ressemblent aux précédents, avec une principale différence : en fonctionnement normal il n'y a jamais contact métal sur métal entre l'arbre et le coussinet, sauf au démarrage. En permanence un film d'huile sépare les deux surfaces respectives (régime hydrodynamique). Grâce à ce système les paliers peuvent tourner plus vite et plus longtemps.



7. Palier au repos ; palier lisse usuel ; palier hydrodynamique.

Principe de fonctionnement : il utilise le principe de la lubrification hydrodynamique (voir chapitre 34 : lubrification) analogue à celui du ski nautique. La portance de l'arbre, comme celle du skieur, n'est possible qu'à partir d'une certaine vitesse. La formation du film séparateur dépend principalement de la vitesse, de la viscosité du lubrifiant et de la pression de l'huile au contact.

Remarque : l'alimentation en huile doit être suffisante pour compenser les fuites latérales.



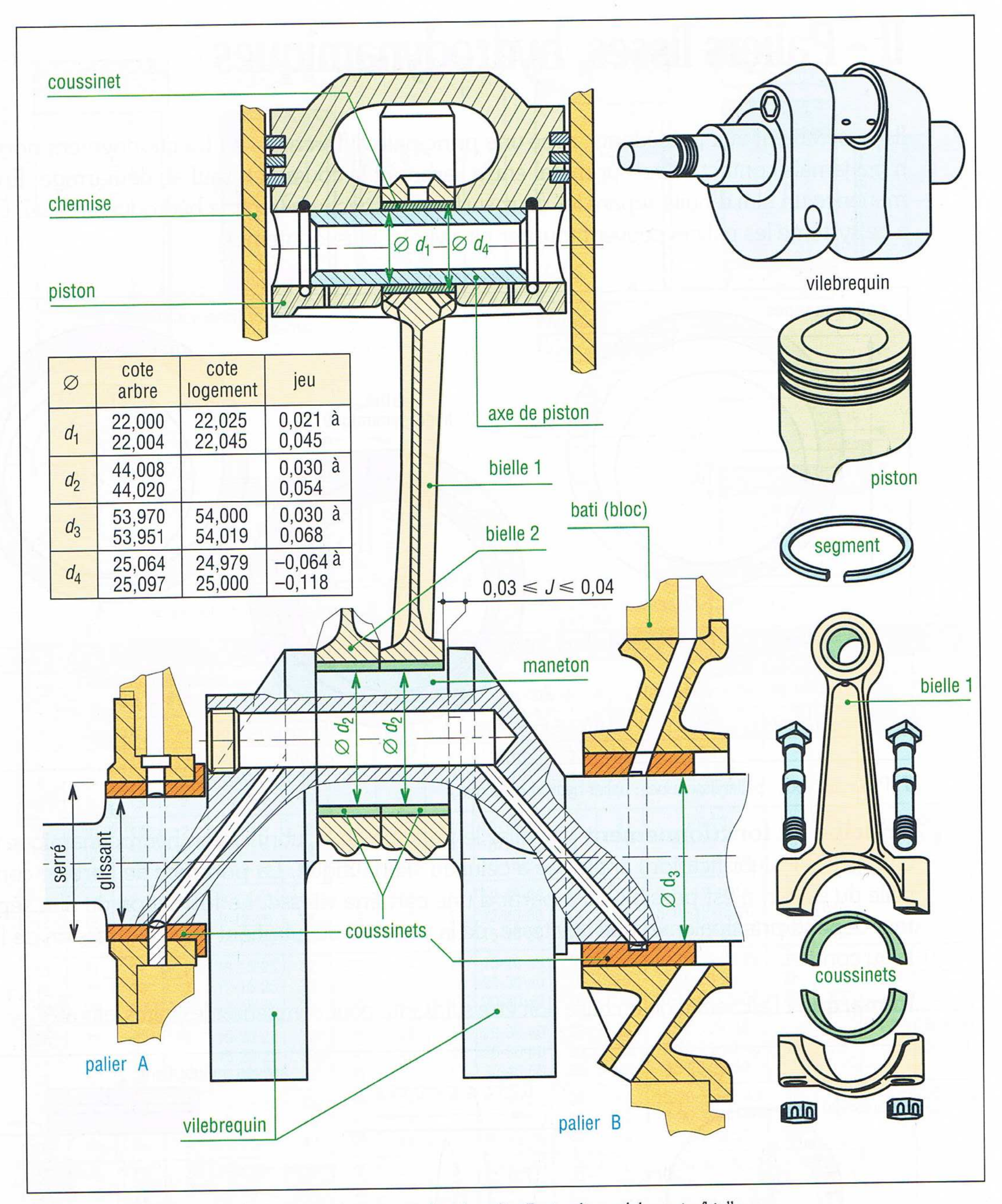
8. Forces de pression sur l'arbre.

L'épaisseur la plus faible (h_0) du film séparateur varie entre 0,008 mm et 0,020 mm ($d < 100$ mm).

C'est dans la zone de portance que l'arbre est soutenu. La résultante des forces de pression sur toute la périphérie est égale et opposée à la charge F sur le palier.

Les alimentations (canal d'arrivée, rainure de graissage, bassin relais) sont généralement placées dans la zone où il y a dépression.

Utilisations : paliers des moteurs thermiques (bielles, vilebrequin, etc.), des turbines…



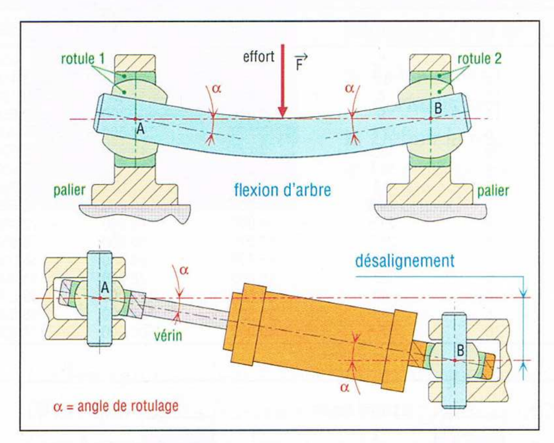
Ø	cote arbre	cote logement	jeu
d_1	22,000 22,004	22,025 22,045	0,021 à 0,045
d_2	44,008 44,020		0,030 à 0,054
d_3	53,970 53,951	54,000 54,019	0,030 à 0,068
d_4	25,064 25,097	24,979 25,000	–0,064 à –0,118

9. Paliers hydrodynamiques d'un moteur de moto : palier A, palier B et paliers vilebrequin/bielles.

Comparaison entre paliers à roulement et paliers hydrodynamiques	
avantages des roulements	avantages du palier hydrodynamique
– préférable si le couple de démarrage est élevé – lubrification plus facile à réaliser – moins encombrants axialement – peuvent supporter des charges combinées – facilement interchangeables (normes ISO) – une avarie est signalée par un bruit croissant du palier – permettent un centrage précis des arbres – supportent mieux les surcharges momentanées	– moins encombrant radialement – coût initial moins élevé – moins sensible aux poussières et aux corps étrangers – une durée de vie non limitée par le phénomène de fatigue – supportent mieux les chocs et les vibrations

III - Articulations sphériques - Rotules lisses

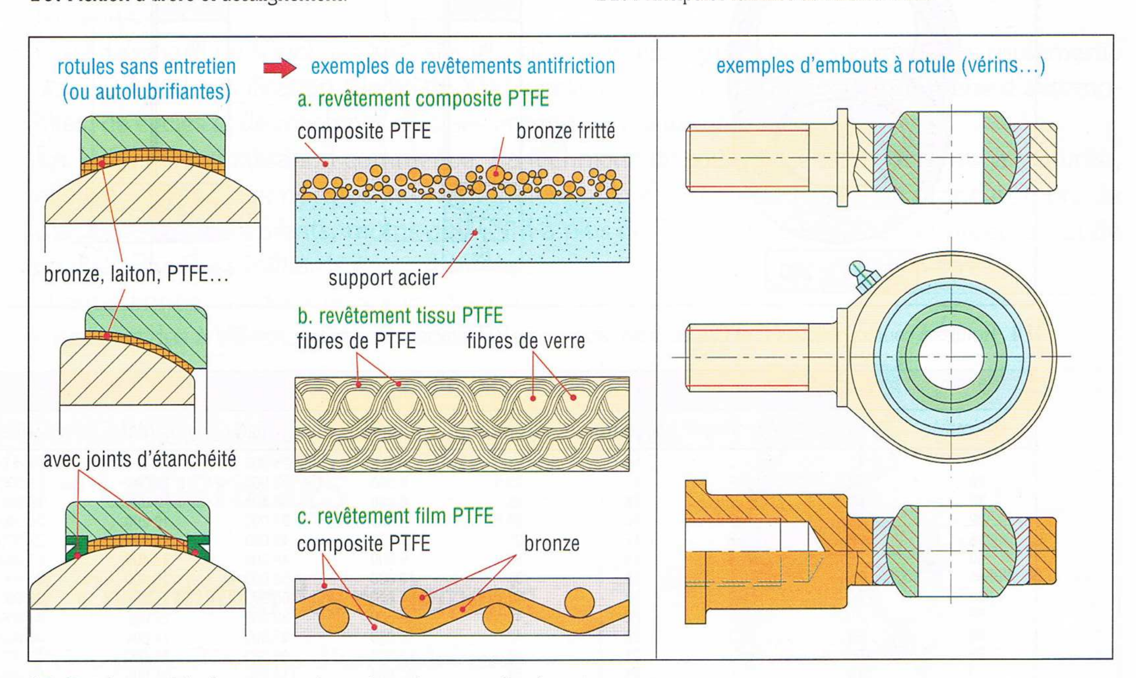
Les rotules sphériques intéressent de nombreuses industries et occupent une place prépondérante en aéronautique : articulations de trains, de gouvernes, de volets, rotules d'assemblage de réacteurs.
On peut les considérer comme des paliers lisses de forme sphérique. Elles permettent de corriger les défauts d'alignement, les flexions d'arbre et se calculent de la même façon que les roulements.
Variantes (avec ou sans joints d'étanchéité) : rotules radiales ; rotules à contact oblique ; butées...
Utilisations : mouvements oscillatoires et de basculement pas trop rapides ; articulations diverses ; paliers prêts à l'emploi ; embouts pour vérins ; éléments d'assemblage (ne bougent pas mais évitent les efforts d'encastrement)...



10. Flexion d'arbre et désalignement.

rotule radiale
à contact oblique
bague extérieure
bague intérieure
R
R
R
rotule axiale

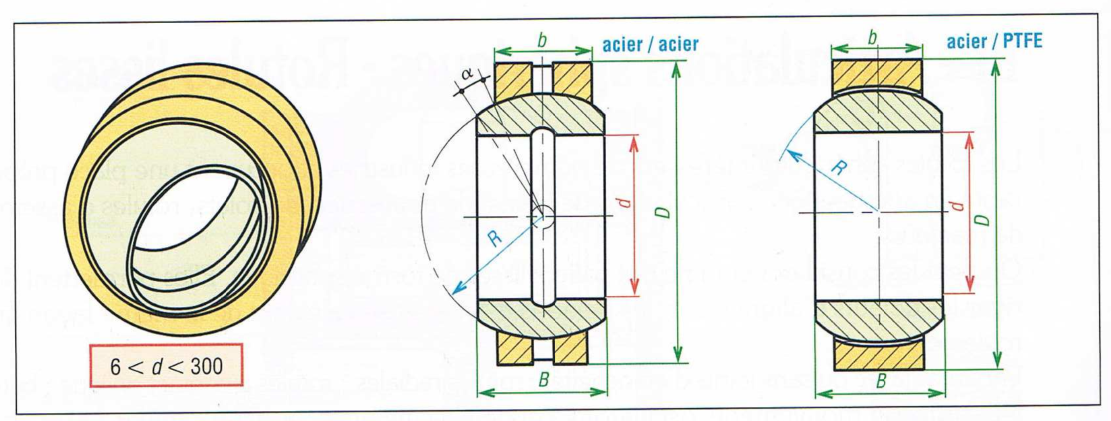
11. Principales familles de rotules lisses.



12. Rotules autolubrifiantes et embouts à rotule : exemples de variantes.

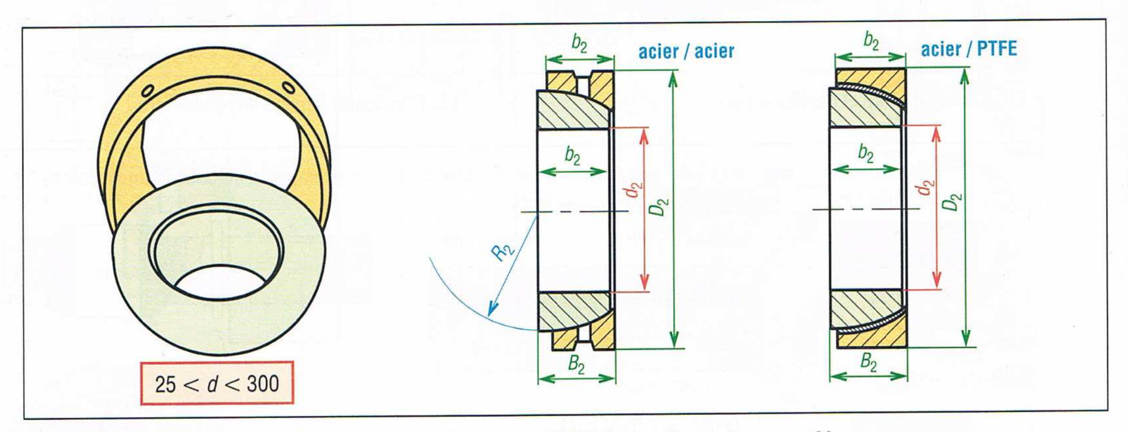
a) Rotules acier/acier (100Cr6, X100CrMo17...) : supportent des charges statiques élevées, des charges alternées et des chocs. Avec ou sans trous de graissage, elles doivent être lubrifiées périodiquement (200 à 400 °C maxi) et ne prennent pas de jeu au fonctionnement.

b) Rotules autolubrifiantes (–50 à 200 °C) : caractérisées par un faible entretien et un faible frottement, mais prise de jeu avec le temps. Même technologie que les coussinets : PTFE, bronze fritté imprégné de lubrifiant qui exige une lubrification mais ne prend pas de jeu.



13. Rotules radiales : $C_{acier/acier} = C_{acier/PTFE}$; Co_1 (acier/acier) ; Co_2 (PTFE/acier).

Rotules radiales								
d (mm)	*D* (mm)	*B* (mm)	*b* (mm)	α (°)	*R* (mm)	*C* (daN)	C_{01} (daN)	C_{02} (daN)
6	14	6	4	13	5	340	1 700	900
8	16	8	5	15	6,5	550	2 750	1 460
10	19	9	6	12	8	815	4 050	2 160
12	22	10	7	11	9	1 080	5 400	2 850
15	26	12	9	8	11	1 700	8 500	4 400
17	30	14	10	10	12,5	2 120	10 600	5 600
20	35	16	12	9	14,5	3 000	14 600	7 800
25	42	20	16	7	18	4 800	24 000	12 700
30	47	22	18	6	20,5	6 200	31 000	16 600
35	55	25	20	6	23,5	8 000	40 000	22 400
40	62	28	22	7	26,5	10 000	50 000	28 000
45	68	32	25	7	30	12 700	64 000	36 000
50	75	35	28	6	33	15 600	78 000	44 000
60	90	44	36	6	40	24 500	122 000	69 500
70	105	49	40	6	46	31 500	156 000	88 000
80	120	55	45	6	52,5	40 000	200 000	114 000

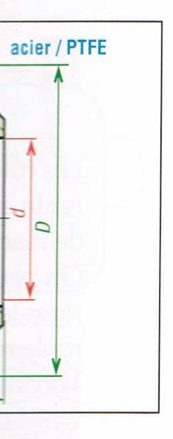


14. Rotules à contact oblique : C et Co_1 cas acier/acier ; cas PTFE/acier : Co_2 et C_2 ; $\alpha \leqslant 3°$.

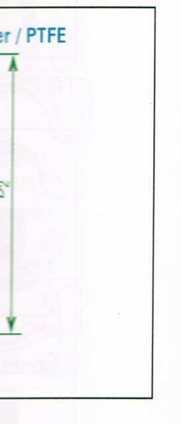
Rotules à contact oblique								
d_2 (mm)	D_2 (mm)	B_2 (mm)	b_2 (mm)	R_2 (mm)	*C* (daN)	C_{01} (daN)	C_2 (daN)	C_{02} (daN)
25	47	5	14	21	4 750	23 600	7 100	14 000
28	52	6	15	23,5	6 000	30 000	9 000	18 000
30	50	7	16	25	6 300	33 500	9 500	19 000
32	58	7	16	26,5	6 800	37 000	10 200	20 500
35	62	8	17	28	7 700	43 000	11 600	23 000
40	68	9	18	30	9 000	49 500	13 400	27 000
45	75	0	19	33	10 600	58 000	16 000	32 000
50	80	0	19	37	11 800	65 000	17 800	36 000
55	90	3	22	40	14 600	82 000	22 000	44 000
60	95	3	22	43	16 000	87 000	24 000	48 000
65	100	3	22	46	17 300	96 000	26 000	52 000
70	110	5	24	51	20 800	114 000	31 500	63 000
80	125	9	27	57,5	25 000	140 000	37 500	75 000

Ajustements recommandés pour le montage des rotules						
rotules radiales et rotules à contact oblique		arbre	logement acier		logement aluminium	
			B.I.T.C.*	B.E.T.C.*	B.I.T.C.*	B.E.T.C.*
acier sur acier	charge normale	k6	J7	K7	K7	M7
	charge élevée	m6	J7	N7	K7	P7
acier/PTFE	charge normale	h6	H7	H7	J7	M7

* B.I.T.C : bague intérieure tournante par rapport à la charge ; B.E.T.C. : bague extérieure tournante % charge.



N)	C_{02}(daN)
	900
	1 460
	2 160
	2 850
	4 400
	5 600
	7 800
	12 700
	16 600
	22 400
	28 000
	36 000
	44 000
	69 500
	88 000
	114 000



C_{02}(daN)
14 000
18 000
19 000
20 500
23 000
27 000
32 000
36 000
44 000
48 000
52 000
63 000
75 000

luminium
B.E.T.C.*
M7
P7
M7

24 ROULEMENTS ÉTUDE GÉNÉRALE

Objectifs

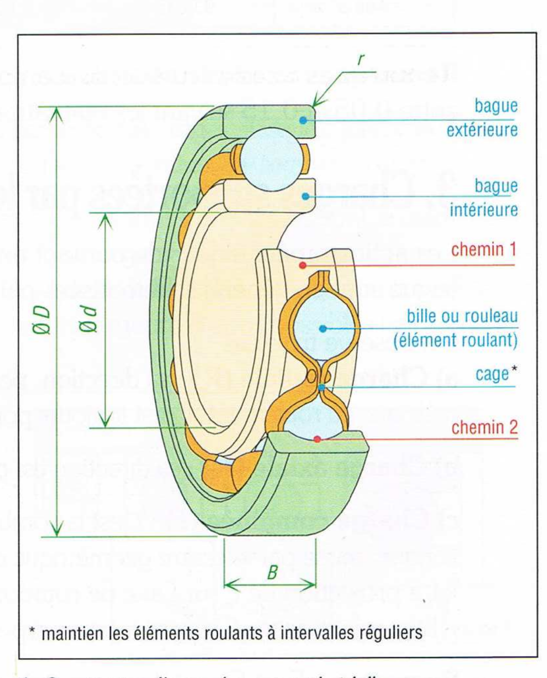
- Indiquer les principaux constituants des roulements, principes de normalisation.
- Définir la résistance au roulement.
- Décrire les principaux types de roulements et préciser les critères de choix.

L'idée qui consiste à remplacer le glissement avec frottement par du roulement remonte à l'Antiquité. Les Assyriens et les Égyptiens utilisèrent ce principe pour construire leurs édifices. Dès cette époque, les axes des chariots commencèrent à utiliser des sortes de roulements à rouleaux.
C'est Léonard de Vinci, au XVe siècle, qui le premier approcha les formes des roulements actuels. L'industrialisation à la fin du XIXe siècle, les premières productions en série d'automobiles, de cycles et de machines diverses entraînèrent leur essor.
En 1920 la normalisation commence. La technique du roulement est aujourd'hui à maturité, elle est soumise aux normes internationales… Composants de base d'un grand nombre de machines les roulements, moins de 1 mm à plus de 7 m, sont des pièces de précision et de qualité. Plusieurs milliards en sont fabriqués chaque année, les deux tiers sont des roulements rigides à billes (à contact radial).

I - Généralités

1. Constitution des roulements

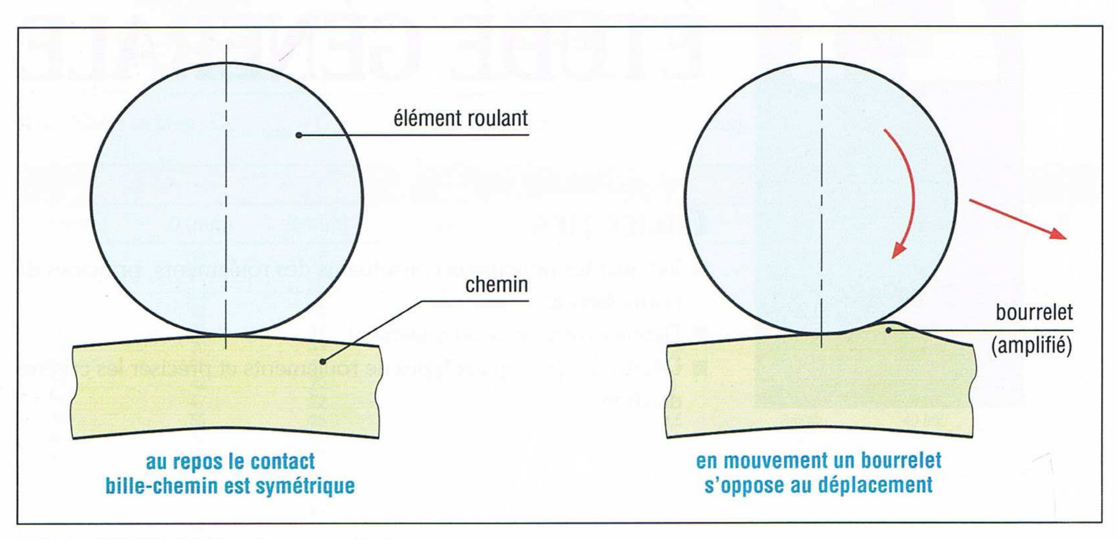
Principaux éléments d'un roulement :
– La bague extérieure : qui se positionne dans le logement.
– La bague intérieure : qui s'ajuste sur l'arbre.
– Les éléments roulants : billes ou rouleaux de formes diverses qui roulent sur les chemins des deux bagues.
– La cage : qui maintient les éléments roulants à intervalles réguliers.



1. Constitution d'un roulement rigide à billes.

2. Phénomène de résistance au roulement

Sous charge, la zone de contact entre chemin et élément roulant se comprime, puis se détend après passage, comme un ressort. En mouvement, il en résulte, devant l'élément roulant, la formation d'un bourrelet métallique s'opposant au mouvement. C'est le phénomène de résistance au roulement.
À ce phénomène, s'ajoute parfois des frottements parasites supplémentaires entre éléments roulants et certaines parties des chemins.



2. Phénomène de résistance au roulement.

Couple de résistance au roulement (*Cf*) : il permet d'évaluer la résistance générale à l'avancement (en rotation) d'un roulement. Sa valeur approximative est :

$$Cf = f \,.\, F_r \,.\, R_m$$

avec f : « frottement interne » du roulement
F_r : charge radiale exercée
Cf : couple résistant
R_m : rayon moyen $= (d + D)/2$

roulements	rigides à billes	billes contact obl.	rouleaux cyl.	rouleaux coniq.	à aiguilles
f ou μ	0,0015	0,0020	0,0011	0,0020	0,0025

Remarques : ces valeurs sont à comparer avec le frottement interne des coussinets variant entre 0,05 et 0,15 suivant les réalisations : Nylon, PTFE…

3. Charges supportées par les roulements

Les actions mécaniques de contact exercées par les éléments roulants sur l'une ou l'autre bague sont en général schématisées par des forces ou des charges.

On observe trois cas :
a) Charge radiale (F_r) : sa direction, perpendiculaire à l'axe de rotation, passe par le centre géométrique du roulement. F_r est toujours portée par un rayon, d'où le nom de charge radiale.

b) Charge axiale (F_a) : sa direction est celle de l'axe de rotation du roulement.

c) Charge combinée (F) : c'est la combinaison des deux cas précédents. La direction de F, quelconque, passe par le centre géométrique du roulement.
– La projection de F sur l'axe de rotation donne une composante axiale F_a.
– La projection de F sur un rayon perpendiculaire à l'axe donne une composante radiale F_r.

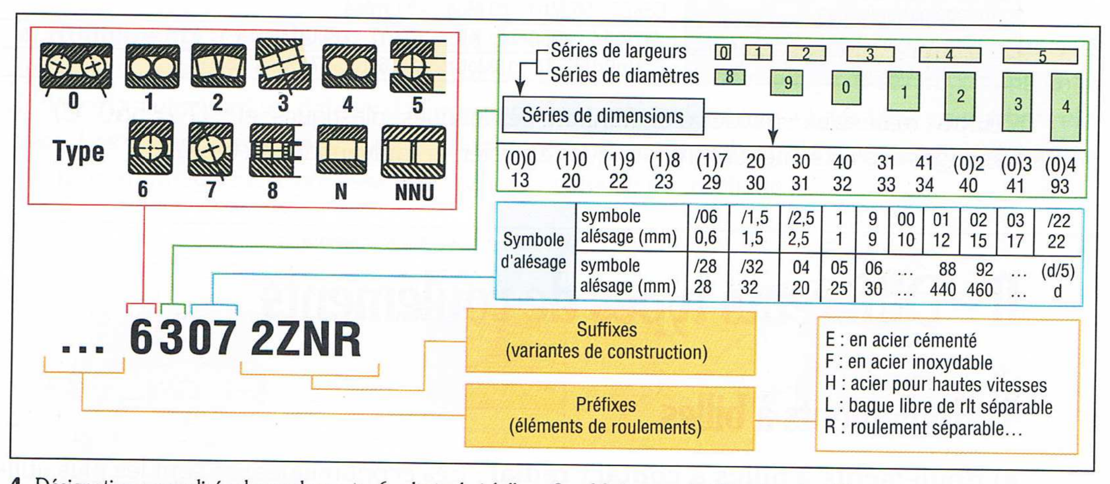
Remarque : F_a et F_r sont deux projections orthogonales possibles de F.

3. Charges supportées par un roulement.

4. Normalisation internationale des roulements (ISO)

Reprise par l'AFNOR, elle porte sur les dimensions, les tolérances de fabrication, les contrôles de qualités, les conditions d'utilisation, les méthodes de calculs et les accessoires utilisés : écrous à encoches, manchons coniques…

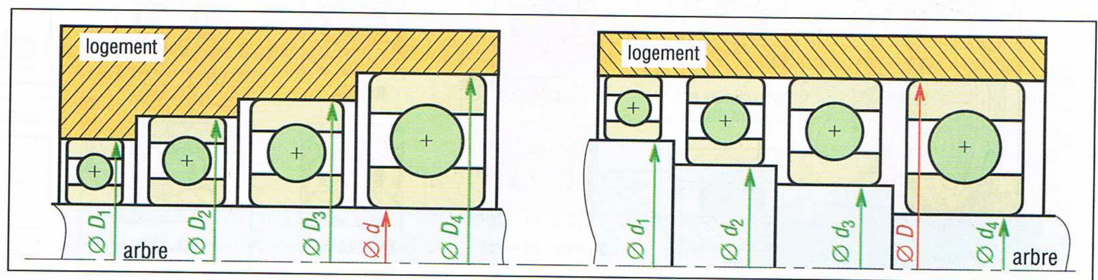
a) Désignation



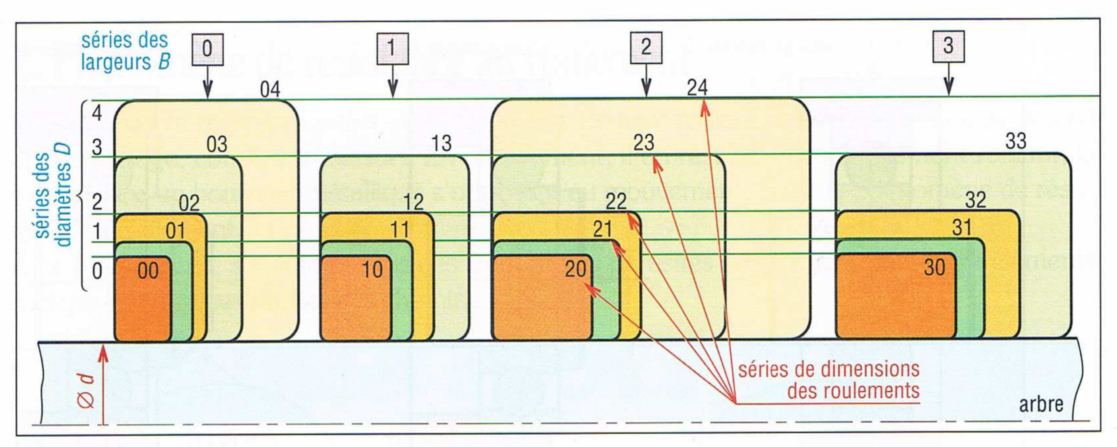
4. Désignation normalisée des roulements. 6 : rlt rigide à billes ; 3 = 03, largeur 0, Ø3 ; 07 : *d* = 35.

Remarque : le numéro complémentaire précise les particularités : cages, flasques, joints, jeu interne, tolérances, lubrifiant, exigences spéciales… 2 ZNR = 2 flasques + rainure + segment d'arrêt.

b) Normalisation des dimensions : les principales dimensions normalisées sont le diamètre de l'alésage du roulement (*d*), le diamètre extérieur (*D*), la largeur (*B*) et le rayon de l'arrondi des bagues (*r*). Pour un même alésage *d*, plusieurs *D* (séries : 7-8-9-0-1-2-3-4) sont possibles et inversement. Pour un même couple (*d* et *D*), plusieurs largeurs *B* sont possibles (séries de largeurs : 0-1-2-3-4) **(fig. 6)**.



5. À un même diamètre d'arbre correspond plusieurs diamètres extérieurs *D*, et inversement.



6. Séries de diamètres (autres cas : 8-9) et séries de largeurs (autres cas : 4-5-6-8).

c) Normalisation des classes de tolérances du jeu interne et des matériaux

Cinq classes de tolérances sont proposées : 0-6-5-4-2 avec des caractéristiques de plus en plus serrées en allant de 0 à 2. La classe 0 est la plus courante : roulements sans spécifications particulières. De la même manière il existe cinq catégories de jeu interne (C_1 à C_5).

Pour chaque classe sont définies : la précision des dimensions (*d*, *D*, *B* et *r*), le voilage axial, le voilage radial, le faux rond et le parallélisme des faces latérales.

Groupes d'aciers	Principales nuances normalisées NF EN ISO683-17
trempe à cœur	100 Cr6 ; 100 CrMnSi6-4 ; 100 CrMo7 ; 100 CrMo7-4...
cémentation	20 Cr3 ; 20 Cr4 ; 20 Cr4-2 ; 19 MnCr5 ; 20 CrMo4 ; 20 NiCrMo7...
trempe par induction	C56E3 ; 56 Mn4 ; 70 Mn4 ; 43 CrMo4
aciers inoxydables	X47Cr14 ; X65Cr14 ; X108CrMo17 ; X89CrMoV18-1
résistant à chaud	80MoCrV42-16 ; 13MoCrNi42-16-14 ; X75WCrV18-4-1...

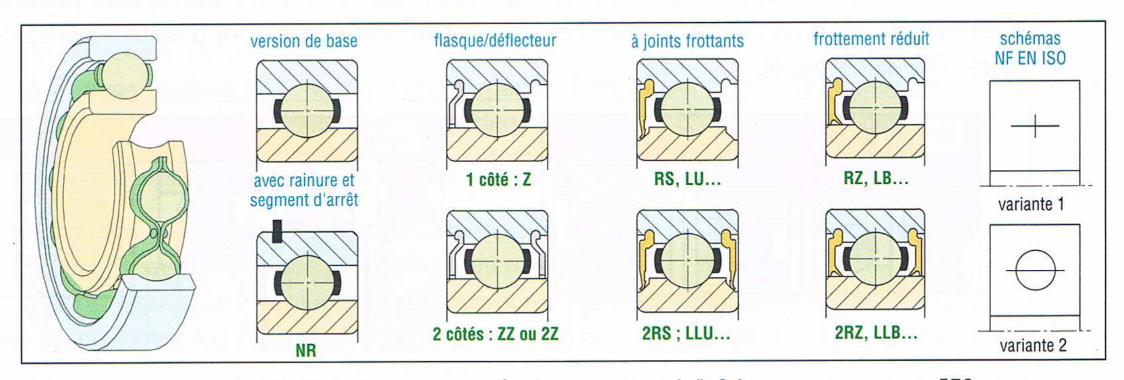
– Autres matériaux : oxydes d'aluminium, céramiques, plastiques, etc. ($T \geqslant 550$ °C).
Les cages des roulements sont fabriqués en acier, en polyamide, en bronze…

II - Différents types de roulements

1. Roulements à billes

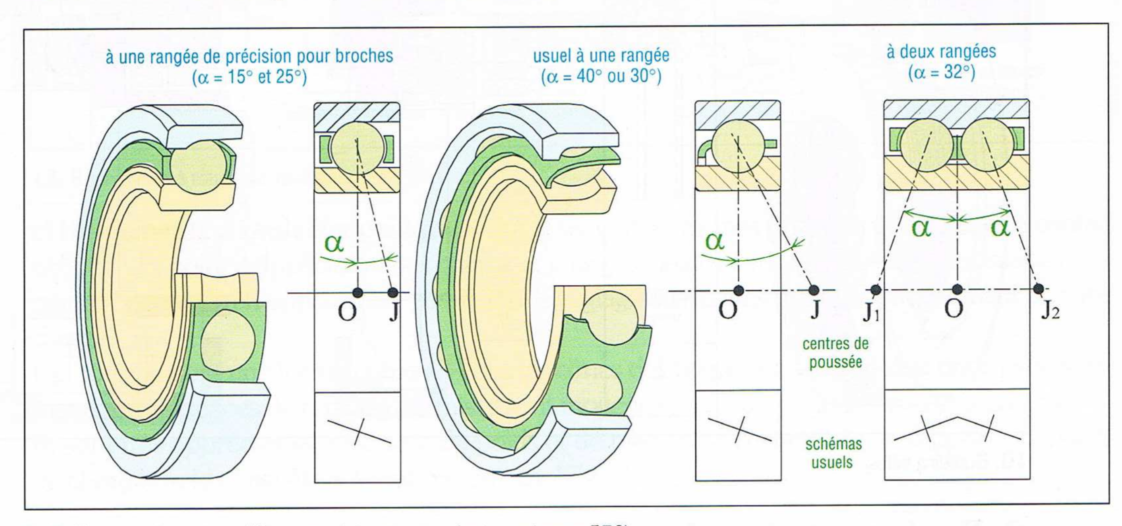
a) Roulements à billes à contact radial : très économiques, ce sont les plus utilisés en petites et moyennes dimensions. Ils supportent tous les types de charges (modérées à moyennes) : axiales, radiales et combinées. Sous charge, ils se comportent comme un roulement à contact oblique dont l'angle d'inclinaison (α) serait variable.

Variantes : versions avec rainure et segment d'arrêt, versions étanches d'un ou des deux côtés (étanchéité par flasques en tôle ou par joints élastomères). Les versions étanches des deux côtés sont graissées à vie.



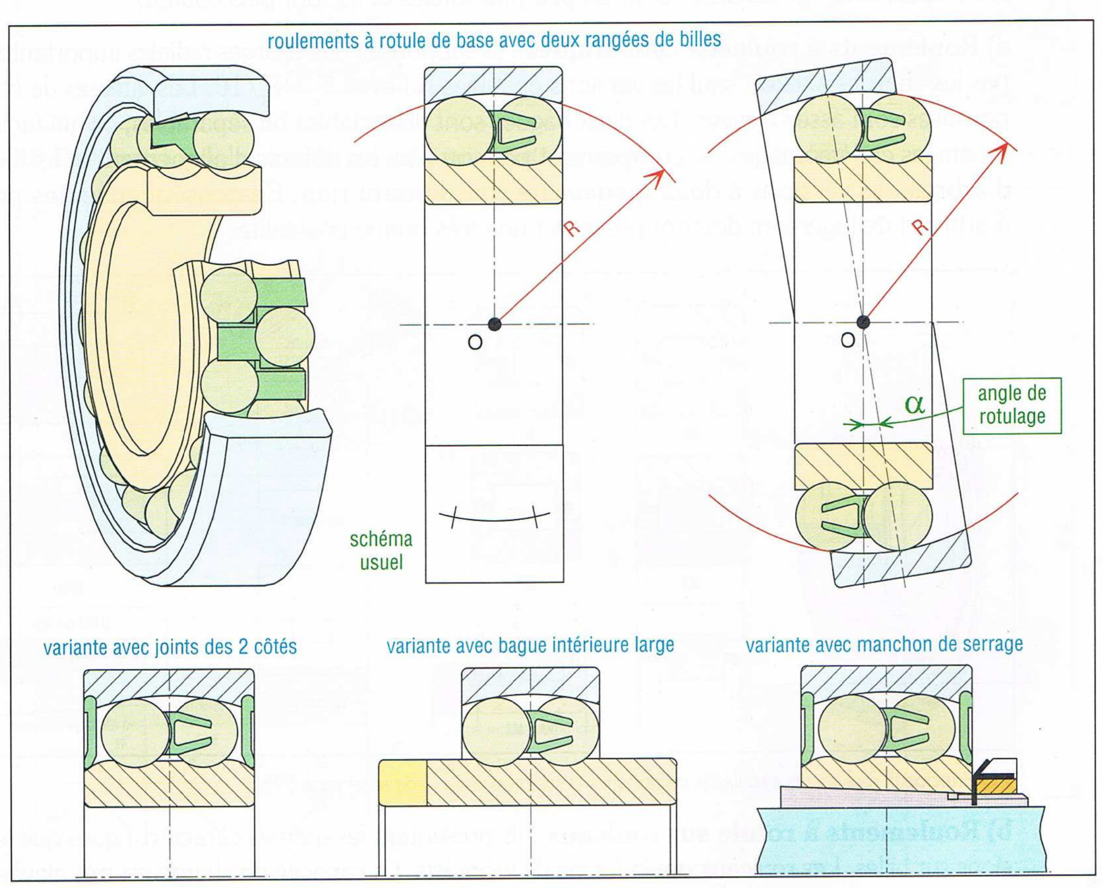
7. Principaux roulements rigides à billes (ou à gorges profondes ou contact radial). Schémas : voir aussi page 578.

b) Roulements à contact oblique : ils supportent tous les types de charge mais uniquement des charges axiales dans un seul sens (point d'application le centre de poussée *J*). Les bagues ne sont pas séparables. Les angles α de 15°, 25° et 40° sont les plus courants.
Ils doivent être montés au minimum par paire et en opposition ; ils offrent la possibilité de régler le jeu interne de la liaison par précharge du montage.
La version à deux rangées peut être utilisée seule (cas d'arbre court).



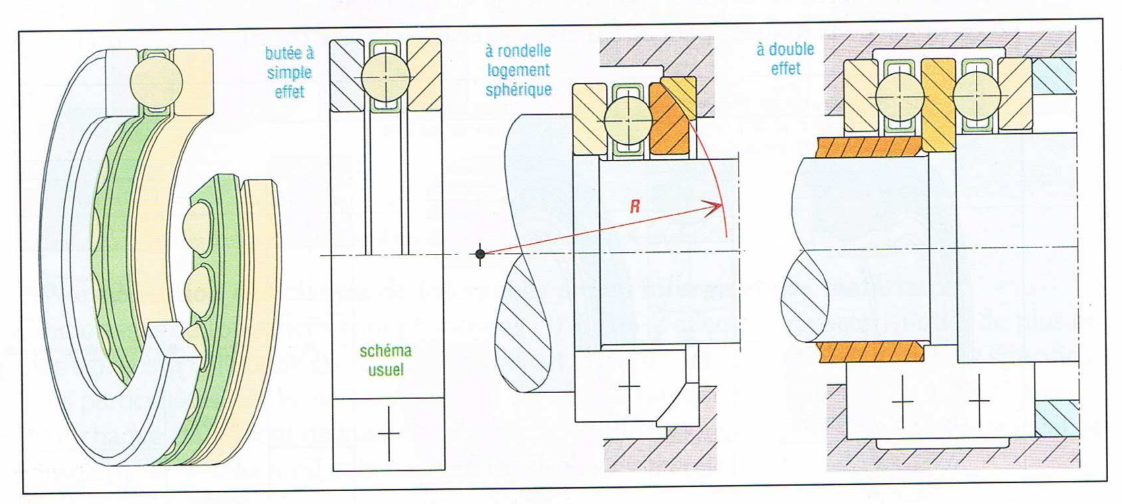
8. Roulements à contact oblique et schématisation (voir aussi page 578)

c) Roulements à rotule sur billes : le chemin extérieur est sphérique. Ils supportent tous les types de charges, mais faiblement les charges axiales. L'angle de rotulage, assez important (entre 2,5 et 4°), autorisent les défauts d'alignement des portées de paliers et des flexions d'arbres élevées. Les variantes à alésage conique s'utilisent avec des manchons de serrage ou de démontage (pour montage sur arbre lisse avec paliers « semelle ou applique »).



9. Roulement à rotule sur billes.

d) Butées à billes : peu utilisées, elles supportent des charges axiales uniquement dans un seul sens. Les vitesses de rotation sont limitées à cause de la force centrifuge sur les billes. Certaines versions ont des rondelles sphériques pour compenser des défauts d'alignement.
Ne réalisant aucun centrage arbre/logement, elles doivent être montées avec d'autres types de roulements.

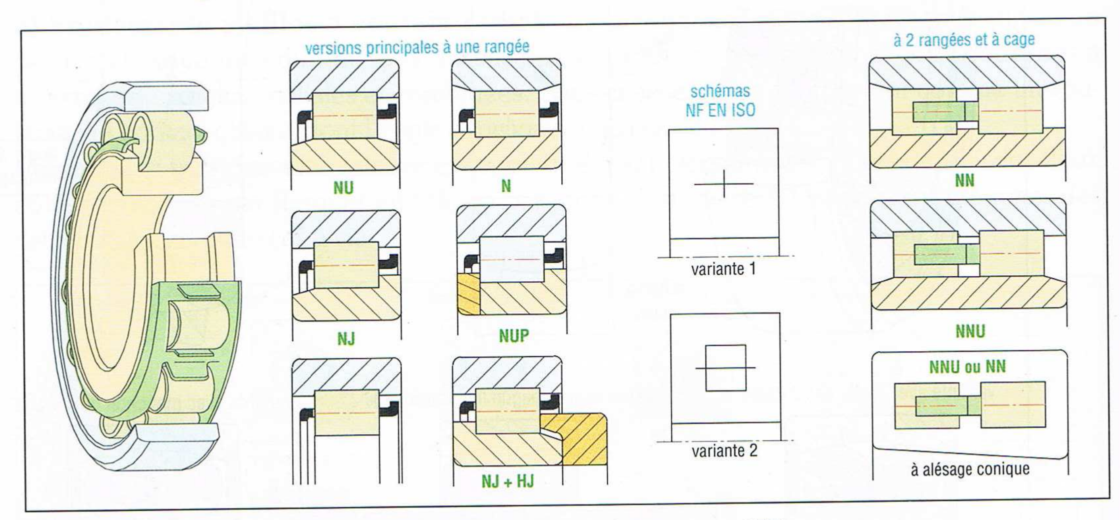


10. Butées à billes

2. Roulements à rouleaux

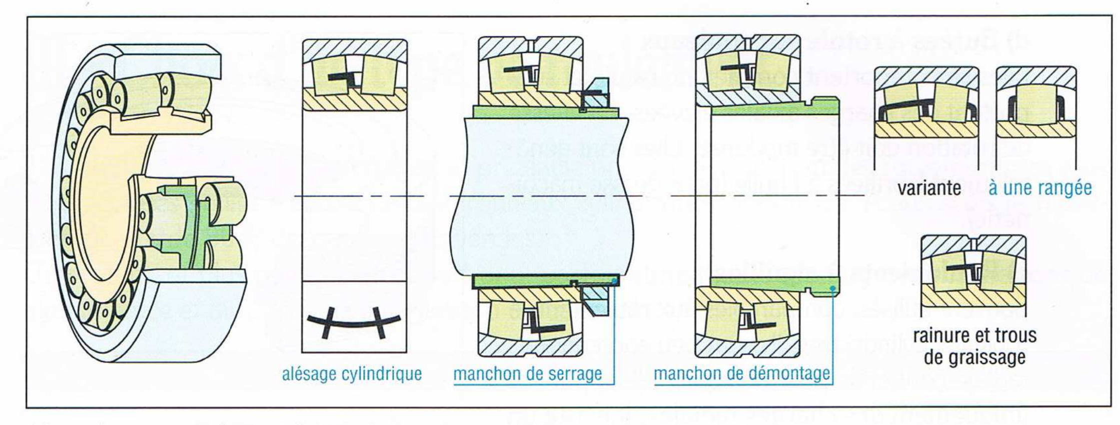
L'effort de contact rouleau/chemin est réparti sur une ligne (un « point » dans le cas des billes). En conséquence, à taille identique, ils supportent des charges plus élevées que les roulements à billes (capacités de charge plus élevées).
Ils sont conseillés en cas de chocs, vibrations et surcharges possibles. En revanche, les vitesses de rotation permises sont un peu plus faibles et ils sont plus coûteux.

a) Roulements à rouleaux cylindriques : ils supportent des charges radiales importantes mais pas les charges axiales, sauf les versions épaulées NJ avec $F_a \approx F_r/10$. Les vitesses de rotation permises sont assez élevées. Les deux bagues sont dissociables ou séparables, ce qui facilite les montages et démontages. Ils compensent peu, ou pas, les défauts d'alignement et les flexions d'arbres, les versions à deux rangées ne compensant rien. En conséquence, les portées d'arbre et de logement devront présenter une très bonne coaxialité.



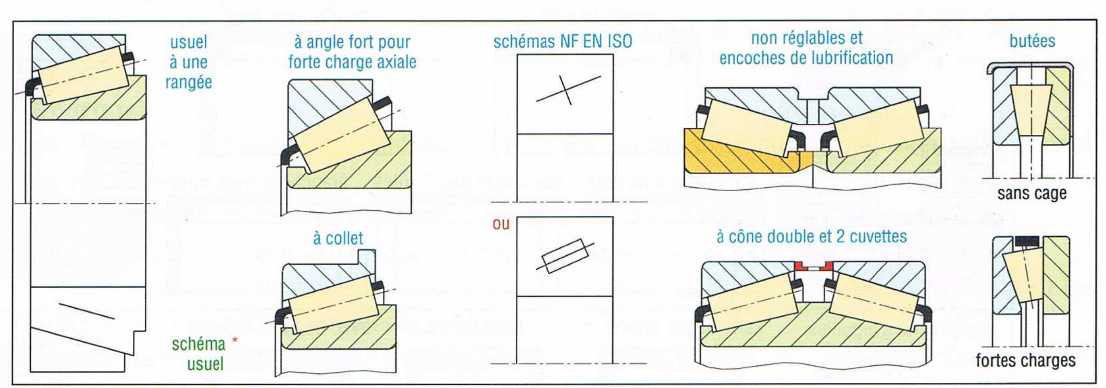
11. Principaux roulements à rouleaux cylindriques et schémas usuels (voir aussi page 578).

b) Roulements à rotule sur rouleaux : ils présentent les mêmes caractéristiques que les versions sur billes. Les rouleaux ont la forme de tonnelets. La capacité de charge est très élevée et les vitesses permises modérées. Les frottements internes élevés imposent une lubrification à l'huile.

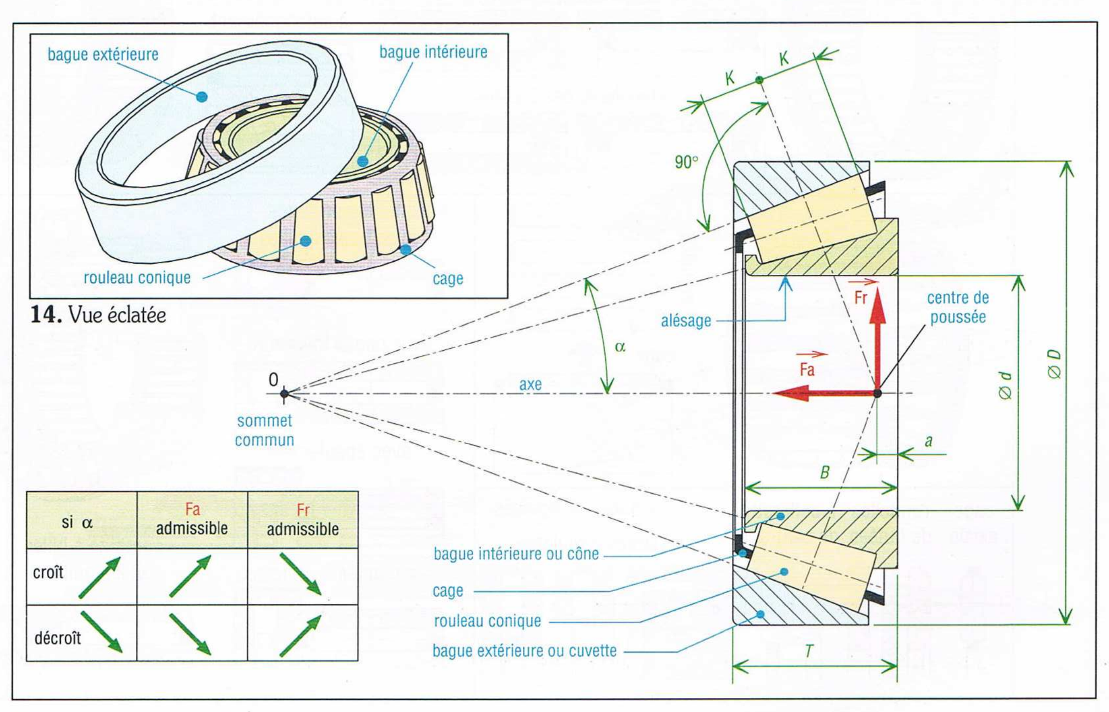


12. Roulements à rotule sur rouleaux.

c) Roulements à rouleaux coniques : ils présentent les mêmes principes que les billes à contact oblique : *P*, point d'application des charges ; charges axiales dans un seul sens ; montage minimum par paire et en opposition ; possibilité de réglage du jeu interne de fonctionnement par précharge.
Les rouleaux ont une forme conique. Tous les cônes des bagues et des rouleaux ont même sommet. Les fréquences de rotation permises sont moyennes. La bague extérieure est séparable.
Ils sont très appréciés là où le gain de poids et de place sont recherchés, le rapport « capacité de charge/poids » est élevé (aviation, automobile…).



13. Roulements à rouleaux coniques : principales variantes et schématisation (voir aussi page 578). * ancienne norme



14. Vue éclatée

si α	Fa admissible	Fr admissible
croît	↗	↗	↘
décroît	↘	↘	↗

15. Caractéristiques générales des roulements à rouleaux coniques.

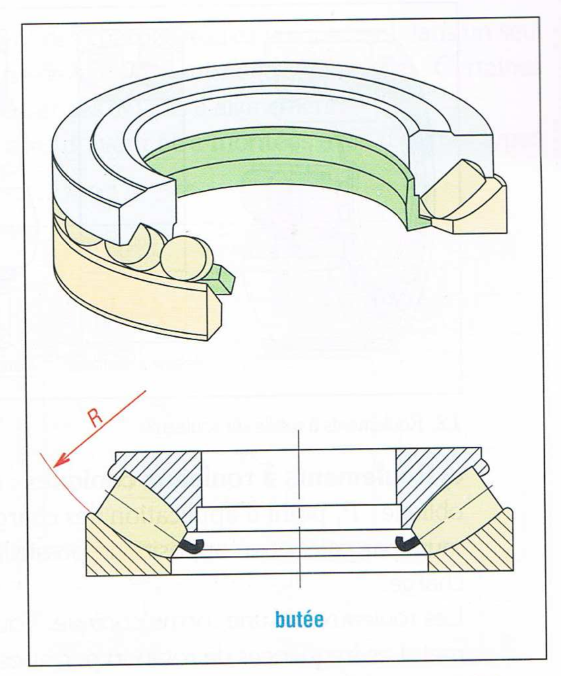
d) Butées à rotule sur rouleaux

Elles se comportent comme une rotule et supportent des charges axiales élevées. La vitesse de rotation doit être modérée. Elles sont généralement lubrifiées à l'huile (pour grosse machinerie).

e) Roulements à aiguilles

Souvent utilisés, comparables aux roulements à rouleaux cylindriques, ils sont peu encombrants radialement et de prix modique ; ils supportent uniquement des charges radiales. Il existe un grand nombre de variantes et certaines ne sont pas normalisées.

Ils peuvent être montés sans bague intérieure (douilles et roulements) et même sans bague extérieure (cages à aiguilles). La dureté requise des chemins en contact avec les éléments roulants doit être au minimum de 58 HRc (R_a de l'ordre de 0,4 maxi).



16. Roulement à rotule sur rouleaux. Schéma page 578.

douilles à aiguilles
douille usuelle
douille avec fond
étanchéité d'un côté
étanchéité des 2 côtés
étanchéité avec fond
roulements à aiguilles
sans bague intérieure
sans bords
avec bague intérieure
étanchéité d'un côté
à autolignement
R
étanchéité des 2 côtés
cages à aiguilles
aiguilles
cage
roulements combinés
avec butée à billes
avec bague intérieure
avec épaulement
avec butée à rouleaux
combiné à billes et à aiguilles
cage axiale
rondelles de butées
à collerette de centrage
butées à aiguilles
variantes à rouleaux

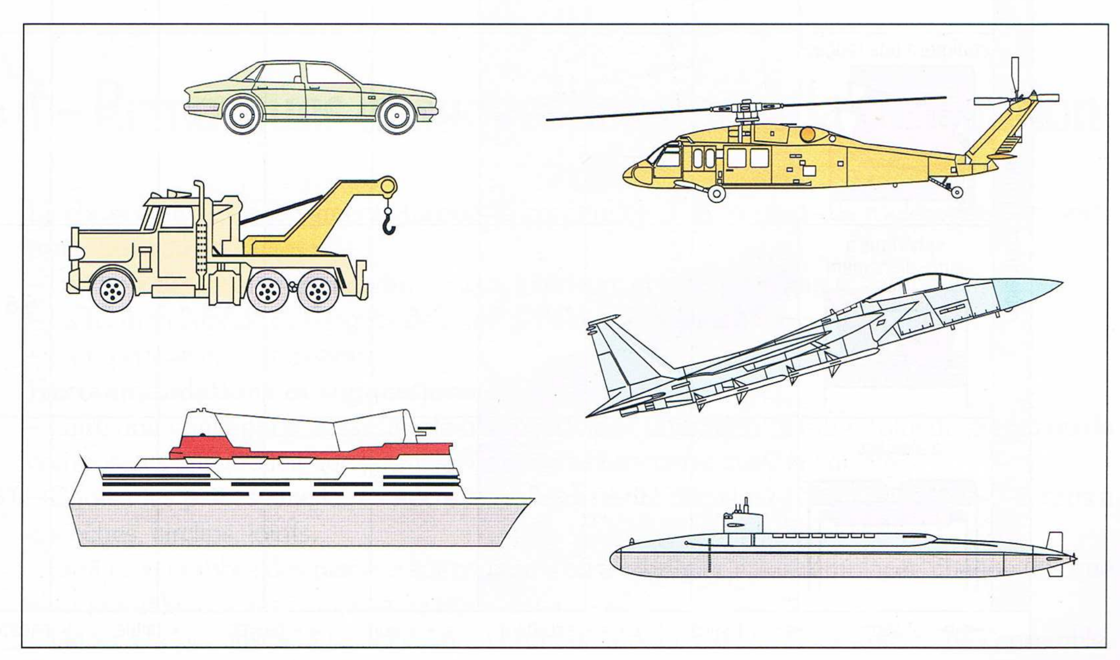
17. Roulements, douilles et cages à aiguilles : principales variantes. Voir schématisation page 578.

III - Choix d'un type de roulement

Il est toujours judicieux d'envisager au préalable une solution utilisant les roulements les plus économiques : billes à contact radial, rouleaux cylindriques et aiguilles. À eux seuls ils représentent plus de 80 % des roulements vendus.
Un roulement plus coûteux au départ peut parfois simplifier le montage, les opérations de maintenance et diminuer le coup global d'un appareil.

Critères de choix
– Nature des charges : axiale, radiale ou combinée. – Importance des charges (intensité). – Vitesse de rotation. – Perturbations : chocs, vibrations, niveau sonore... – Montage et démontage : mise en place, accessibilité, réglage... – Précision exigée : coaxialité, faux rond, précision de rotation... – Rigidité exigée : déformations admissibles, désalignement des paliers... – Encombrement, place disponible, dimensions des roulements. – Longévité, durée de vie souhaitée. – Conditions ambiantes : pollution, températures, lubrification, prix et disponibilité...

Remarques :
– Les roulements à billes à contact radial conviennent parfaitement aux petits paliers fonctionnant à grande vitesse.
– Pour les gros paliers fortement chargés les roulements à rouleaux sont les seuls possibles.
– S'il y a des défauts d'alignement appréciables, les roulements à rotule sont à choisir.
– Certains roulements ne supportent qu'un type de charge : axiale pour les butées, radiale pour les aiguilles et les rouleaux cylindriques non épaulés.
– Les roulements à rouleaux coniques supportent, à dimensions et à masse égale, des charges combinées plus élevées que les billes à contact radial. Le réglage automatisé du jeu est possible en grandes séries. Ils sont utilisés dans de nombreuses transmissions : automobiles, camions, hélicoptères, avions, bateaux ...



18. Exemples d'objets ou systèmes utilisant des liaisons par roulements.

Guide comparatif des principaux roulements de base		charges admissibles: radiale	charges admissibles: axiale	charges admissibles: combinée	aptitude à la vitesse	fonctionnement silencieux	rigidité élevée	aptitude au désalignement	angle de rotulage
roulements à billes	une rangée à contact radial	* *	* ↔	* *	* * * *	* * * *	*	*	2 à 16'
roulements à billes	une rangée à contact oblique	* *	15° * * ← * * * 40°	15° * * 40° * * *	15° * * * * 40° * * *	* * *	*	*	1 à 2'
roulements à billes	deux rangées à contact oblique	* * *	* * ↔	* * *	* *	*	* *	0	≈ 0
roulements à billes	sphérique à auto-alignement	*	* à ≈ 0 ↔	*	* *	*	0	* * *	2 à 4°
roulements à billes	butée à une rangée	0	* * ←	0	*	*	*	0	0
roulements à rouleaux	cylindrique à une rangée	* * * *	0	0	* * * *	* *	* * *	*	1 à 7'
roulements à rouleaux	conique à une rangée	* * *	* * * ←	* * * *	* * *	* *	* *	*	1 à 4'
roulements à rouleaux	sphérique à auto-alignement	* * * *	* * ↔	* * * *	* *	*	* * *	* * *	0,5 à 2°
roulements à rouleaux	à aiguilles	* * *	0	0	* * *	* *	* *	0	0 à 2'

↔ 2 sens ← 1 sens * * * * excellent * * * bon * * moyen * faible 0 inadapté



MONTAGES DE ROULEMENTS RÈGLES USUELLES

Objectifs

- Indiquer les règles usuelles concernant la conception des montages de roulements : choix des ajustements, fixation latérale des bagues, choix du graissage et de l'étanchéité.
- Exemples typiques de montage.

Dans les machines évoluées, automatisées ou non, les liaisons mécaniques du type pivot, réalisées par roulements, sont parmi les plus nombreuses. Elles reviennent régulièrement dans les projets.

Sur le plan pédagogique, les montages de roulements, avec les engrenages et divers éléments de construction, sont particulièrement intéressants car ils permettent les premiers contacts avec la conception des systèmes mécaniques évolués et la notion de projet. L'étudiant, placé en situation d'inventeur ou d'ingénieur, doit faire travailler son imagination, son esprit créatif et utiliser judicieusement certaines notions développées dans cet ouvrage : dessin industriel, normalisation, méthodes d'analyses, qualité, connaissance des composants…

I – Remarques et suggestions pour la conception

Le choix du type de roulement effectué, la conception d'un montage de roulements comporte trois sortes de difficultés :

– Le choix des ajustements : arbre/bague intérieure et logement/bague extérieure.

– La fixation latérale des bagues de roulement ou « épaulements »

– L'étanchéité et le graissage.

Recommandations et suggestions :

– Faire une conception aussi simple que possible et utiliser un nombre total de pièces ou de composants aussi réduit que possible, ce qui améliore entre autre la fiabilité.

– Choisir les pièces auxiliaires nécessaires en priorité dans les séries normalisées : écrous à encoches, circlips, joints…

– Limiter le nombre des pièces « sur mesure » ou à fabriquer et les remplacer, chaque fois que c'est possible, par des composants normalisés.

– Veiller à la possibilité, à la facilité et à l'ordre de montage de toutes les pièces de l'ensemble. Éliminer les montages impossibles ou difficiles.

II - Choix des ajustements

1. Règle

En règle générale, chaque roulement d'un même montage a une bague ajustée serrée et l'autre ajustée avec jeu. Le jeu simplifie les assemblages, compense les dilatations et évite les oppositions mutuelles entre les roulements.

Règle : si une bague tourne par rapport à la direction de la charge exercée sur le roulement (F_a, F_r ou F), elle doit être ajustée avec serrage. Si elle est fixe, ou non tournante, par rapport à la direction de cette charge, elle doit être ajustée avec jeu.

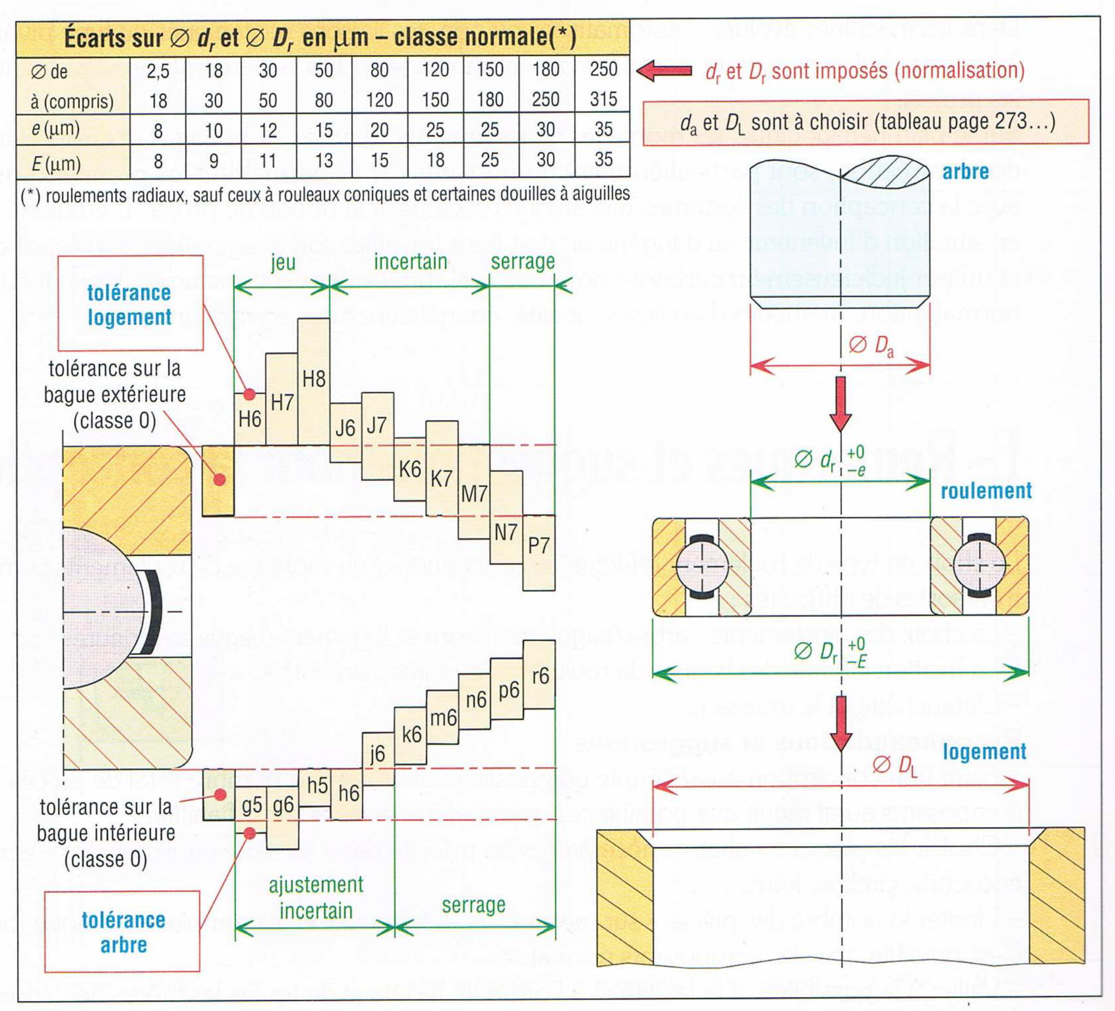
Remarques :

– La charge est fixe par rapport à une bague lorsqu'elle agit toujours au même point pendant une révolution. Elle est tournante si, pendant une révolution, toute la circonférence de la bague reçoit la charge. Si la direction d'une charge forte n'est pas constante, elle sera assimilée à une charge tounante.

– Si une bague devant être montée serrée ne l'est pas, elle risque de subir un phénomène de détérioration par roulage. La bague est laminée entre les éléments roulants et l'arbre ou le logement.

2. Normalisation

Les diamètres d_r et D_r du roulement et leurs tolérances, domaine du fabricant, sont normalisés. Seuls les diamètres d_a (arbre) et D_L (logement) sont à choisir par le concepteur.



Écarts sur ∅ d_r et ∅ D_r en µm – classe normale(*)

∅ de	2,5	18	30	50	80	120	150	180	250
à (compris)	18	30	50	80	120	150	180	250	315
e (µm)	8	10	12	15	20	25	25	30	35
E (µm)	8	9	11	13	15	18	25	30	35

(*) roulements radiaux, sauf ceux à rouleaux coniques et certaines douilles à aiguilles

1. Ajustements, diamètres à choisir par le concepteur d'un montage. Classe normale = classe 0 = classe 6X = ABEC-1...

Les valeurs d'ajustements proposées dans le tableau ci-dessous sont normalisées pour des portées en acier ou en fonte. Il faut prendre des ajustements un peu plus serrés avec les alliages légers et les parois minces.

Remarque : les qualités 6 (arbres rectifiés) et 7 (logement rectifiés ou alésés fin) suffisent pour la plupart des constructions courantes.

Plus l'intensité de la charge exercée est grande, plus le serrage doit être accentué.

<table>
<tr><th colspan="14">Ajustements usuels des roulements (fabricants)</th></tr>
<tr><th rowspan="4"></th><th colspan="2" rowspan="4">particularités de la charge</th><th colspan="2">roulements à billes</th><th colspan="4">roulements à rotule sur rouleaux</th><th colspan="3" rowspan="2">roulements à rouleaux coniques</th><th colspan="2" rowspan="4">roulements à aiguilles sans bague intérieure</th></tr>
<tr><th colspan="2" rowspan="2">(tous)</th><th>$d \leq 40$</th><th>$40 < d \leq 100$</th><th>$100 < d \leq 140$</th><th>$140 < d \leq 400$</th></tr>
<tr><th colspan="4">roulements à rlx cylindr. + aiguilles avec b.i.</th><th rowspan="2">$d \leq 120$</th><th rowspan="2">$120 < d \leq 180$</th><th rowspan="2">$180 < d \leq 400$</th></tr>
<tr><th>$d \leq 100$</th><th>$100 < d \leq 200$</th><th>$d \leq 40$</th><th>$40 < d \leq 140$</th><th>$140 < d \leq 200$</th><th>$200 < d \leq 400$</th></tr>
<tr><td rowspan="4">tolérance des arbres</td><td rowspan="3">charge tournante par rapport à la bague intérieure</td><td>faible
$\frac{C}{P} > 10$</td><td>j6</td><td>k6</td><td>j6</td><td>k6</td><td>m6</td><td></td><td>m6</td><td>n6</td><td>n6</td><td colspan="2" rowspan="3">h5 (h6)
si d ≤ 80

g5 (d > 80)</td></tr>
<tr><td>normale
$5 < \frac{C}{P} \leq 10$</td><td>k6
(k5)</td><td>m6
(m5)</td><td>k6
(k5)</td><td>m6
(m5)</td><td>n6</td><td>p6</td><td>m6</td><td>n6</td><td>p6</td></tr>
<tr><td>forte
$\frac{C}{P} \leq 5$</td><td>k6</td><td>m6
$d > 200$
n6</td><td>–</td><td>n6</td><td>p6</td><td>r6</td><td>n6</td><td>p6</td><td>r6</td></tr>
<tr><td colspan="2">charge fixe par rapport à la bague intérieure</td><td colspan="2">g6 (BC)
h6 (BNC)</td><td colspan="4">g6 (BC)
h6 (bague intérieure non coulissante)</td><td colspan="3">g6 (BC)
h6 (BNC)</td><td colspan="2">g5</td></tr>
<tr><td rowspan="5">tolérance des logements</td><td rowspan="3">charge tournante par rapport à la bague extérieure</td><td>faible
$\frac{C}{P} > 10$</td><td colspan="2">M7</td><td colspan="4">M7</td><td colspan="3" rowspan="3">P7
ou
R7 (forte charge)</td><td>M7</td><td rowspan="3">N7
douilles</td></tr>
<tr><td>normale
$5 < \frac{C}{P} \leq 10$</td><td colspan="2">N7</td><td colspan="4">N7</td><td>N7</td></tr>
<tr><td>forte
$\frac{C}{P} \leq 5$</td><td colspan="2">P7</td><td colspan="4">P7</td><td>P7</td></tr>
<tr><td colspan="2" rowspan="2">charge fixe par rapport à la bague extérieure</td><td colspan="2" rowspan="2">H7 (BC)
K6 (PR)
G7 (EA)</td><td colspan="4" rowspan="2">H7 (bague coulissante)
K6 (PR)
G7 (EA)</td><td colspan="2">bague ext. réglable</td><td>J7</td><td colspan="2" rowspan="2">H7
(bague coulissante)
ou J7</td></tr>
<tr><td colspan="2">bague ext. non réglable</td><td>P7
(R7)</td></tr>
</table>

BNC : bague non coulissante ; BC : bague coulissante ; PR : précision de rotation ; EA : si échauffement de l'arbre.

<table>
<tr><th colspan="5">Ajustements : cas des butées ou roulements axiaux</th></tr>
<tr><th></th><th colspan="2">tolérance des arbres</th><th colspan="2">tolérance des logements</th></tr>
<tr><th>particularités de la charge</th><th>butées à billes et à rouleaux cylindriques</th><th>à rotule sur rouleaux</th><th>à billes et à rouleaux cylindriques</th><th>à rotule sur rouleaux</th></tr>
<tr><td>axiale pure (centrée)</td><td>h6</td><td>h6</td><td>H8 (billes)
H7 (rouleaux)</td><td>E8
G7 (charge forte)</td></tr>
<tr><td>charge fixe sur rondelle arbre (tourne % logement)</td><td></td><td>j6</td><td></td><td>K7 (usuel)
M7 (forte charge)</td></tr>
<tr><td>charge tournante sur rondelle arbre ou indéterminée</td><td></td><td>k6 $d \leq 200$
m6 $200 < d \leq 400$
n6 $d > 400$</td><td></td><td>J7 ou H7</td></tr>
</table>

III – Fixation latérale des bagues de roulements

Elle dépend d'abord de la nature des roulements utilisés : bagues séparables ou non, etc. Les roulements exigeant un montage en opposition (rouleaux coniques et contacts obliques) sont étudiés au paragraphe 3.

Règles de montage		
règles	roulements à bagues non séparables	roulements à bagues séparables
cas général (pages 274 à 279)	BGP DCO RB RR CYE	CY CYD A (règles pages 282 et 283)
cas exigeant un montage en opposition (pages 280 à 282)	CO COT en tandem (T)	C
groupements particuliers (combinaison des deux cas précédents)	COO duplex en O COX duplex en X	CDO CDX

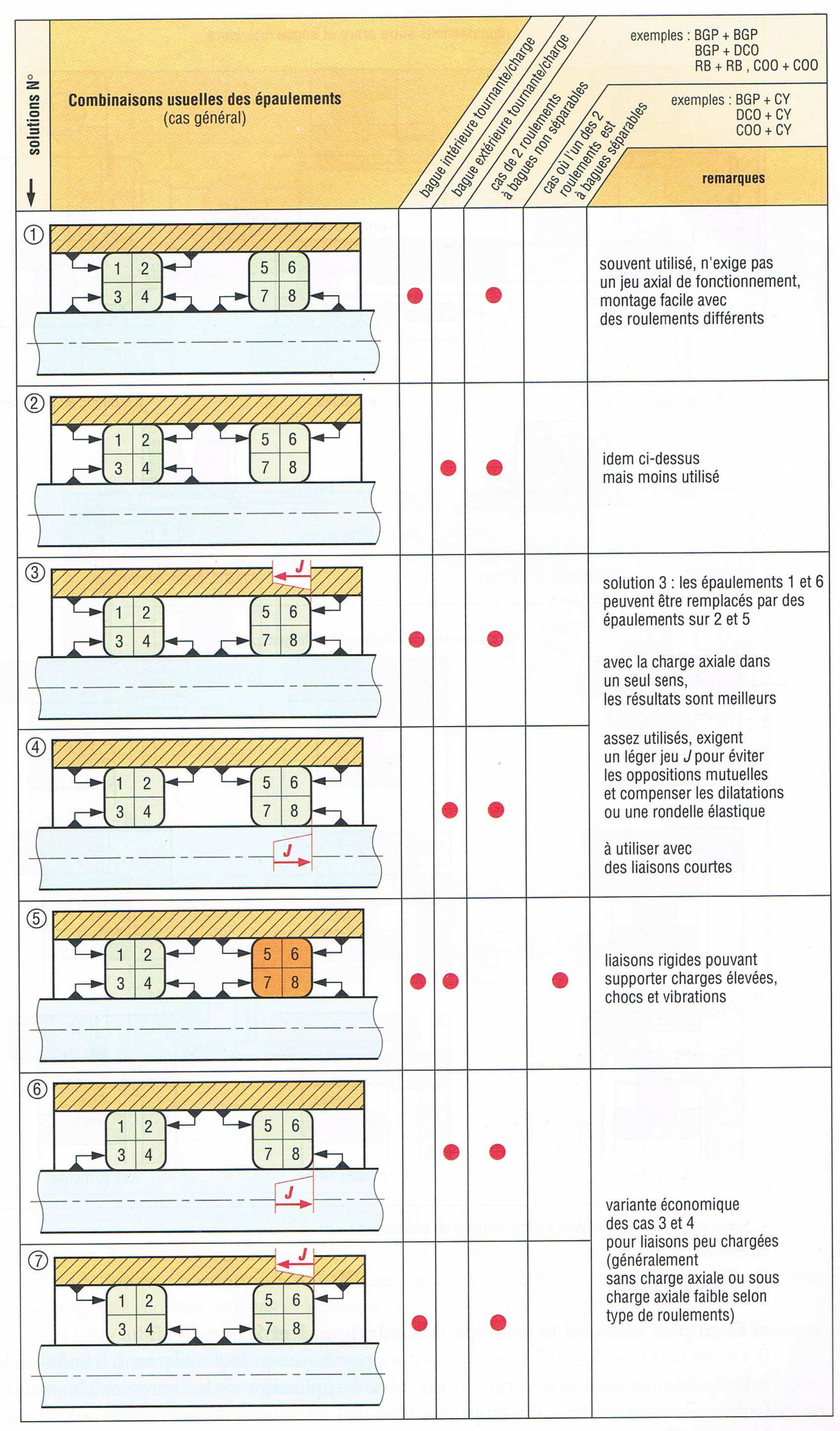
2. Règles de montage et symboles utilisés dans la figure 3 pour le repérage des roulements.

1. Règles

a) Les bagues, tournantes par rapport à la charge et ajustées serrées, doivent être fixées latéralement ou « épaulées » des deux cotés.

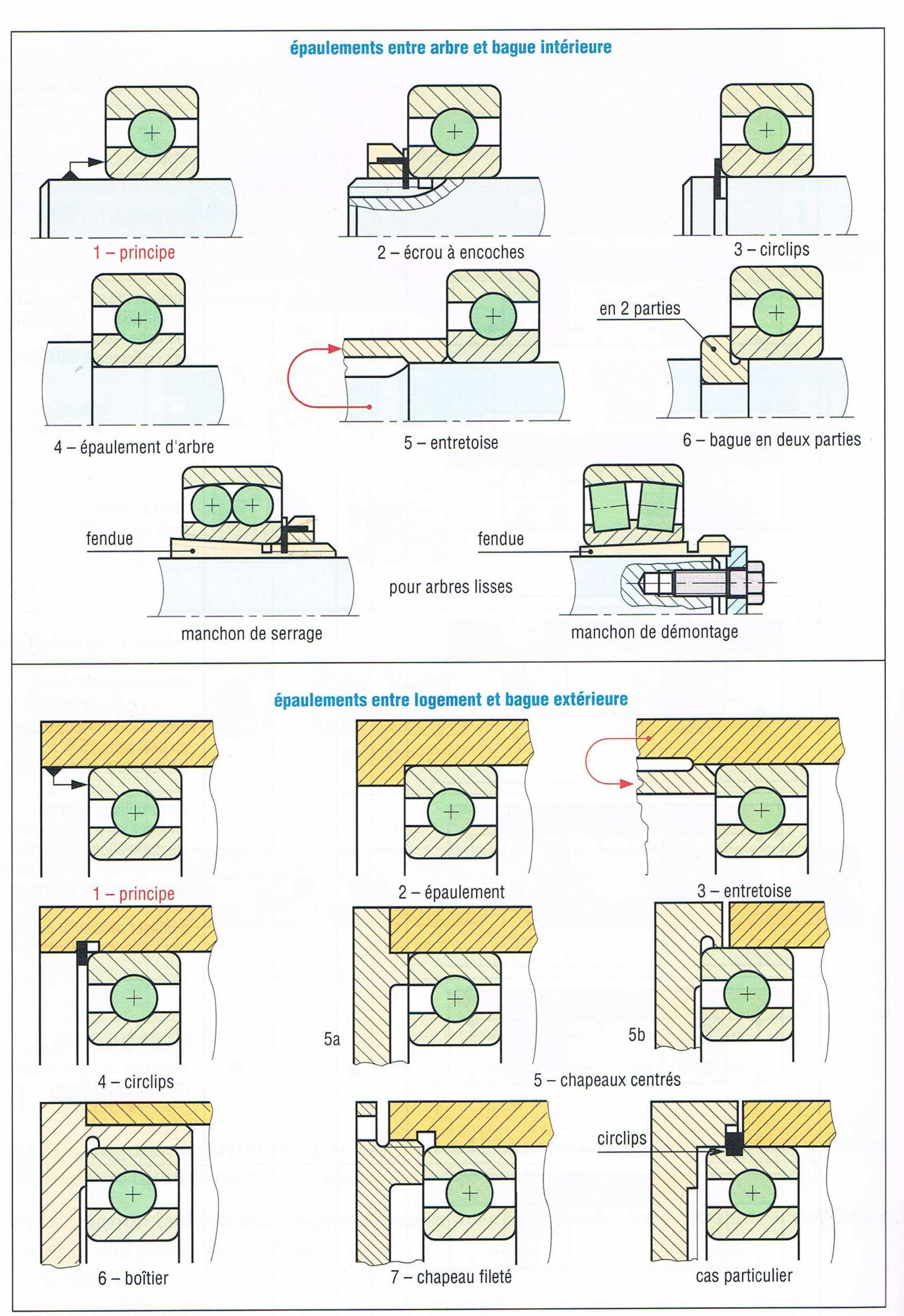
b) La fixation latérale des bagues ajustées avec jeu, ou montées glissantes, doit tenir compte des points suivants :
– Éliminer toutes les translations possibles de l'arbre par rapport au logement.
– Éviter les oppositions mutuelles entre roulements (voir remarque).
– Éliminer les mouvements internes parasites : translation d'un roulement ou d'une bague séparable sous l'action des charges…
– Supporter au mieux les charges axiales : à partir du plus gros roulement, etc.

Remarque : il faut éviter une fixation latérale surabondante. La conjugaison d'un trop grand nombre d'épaulements ou d'épaulements mal choisis avec les ajustements serrés peut entraîner une opposition mutuelle entre roulements.
Amplifiée par les dilatations et les tolérances de fabrication, cette opposition crée des tensions internes, diminue la durée de vie de la liaison et peut provoquer sa destruction rapide.



solutions N° ↓ — Combinaisons usuelles des épaulements (cas général)	bague intérieure tournante/charge	bague extérieure tournante/charge	cas de 2 roulements à bagues non séparables (exemples : BGP + BGP, BGP + DCO, RB + RB, COO + COO)	cas où l'un des 2 roulements est à bagues séparables (exemples : BGP + CY, DCO + CY, COO + CY)	remarques
①	●		●		souvent utilisé, n'exige pas un jeu axial de fonctionnement, montage facile avec des roulements différents
②		●	●		idem ci-dessus mais moins utilisé
③	●		●		solution 3 : les épaulements 1 et 6 peuvent être remplacés par des épaulements sur 2 et 5 avec la charge axiale dans un seul sens, les résultats sont meilleurs
④		●	●		assez utilisés, exigent un léger jeu *J* pour éviter les oppositions mutuelles et compenser les dilatations ou une rondelle élastique à utiliser avec des liaisons courtes
⑤	●	●		●	liaisons rigides pouvant supporter charges élevées, chocs et vibrations
⑥		●	●		variante économique des cas 3 et 4 pour liaisons peu chargées (généralement sans charge axiale ou sous charge axiale faible selon type de roulements)
⑦	●		●		

3. Combinaisons usuelles des épaulements (cas général). Voir solutions technologiques usuelles page 276.

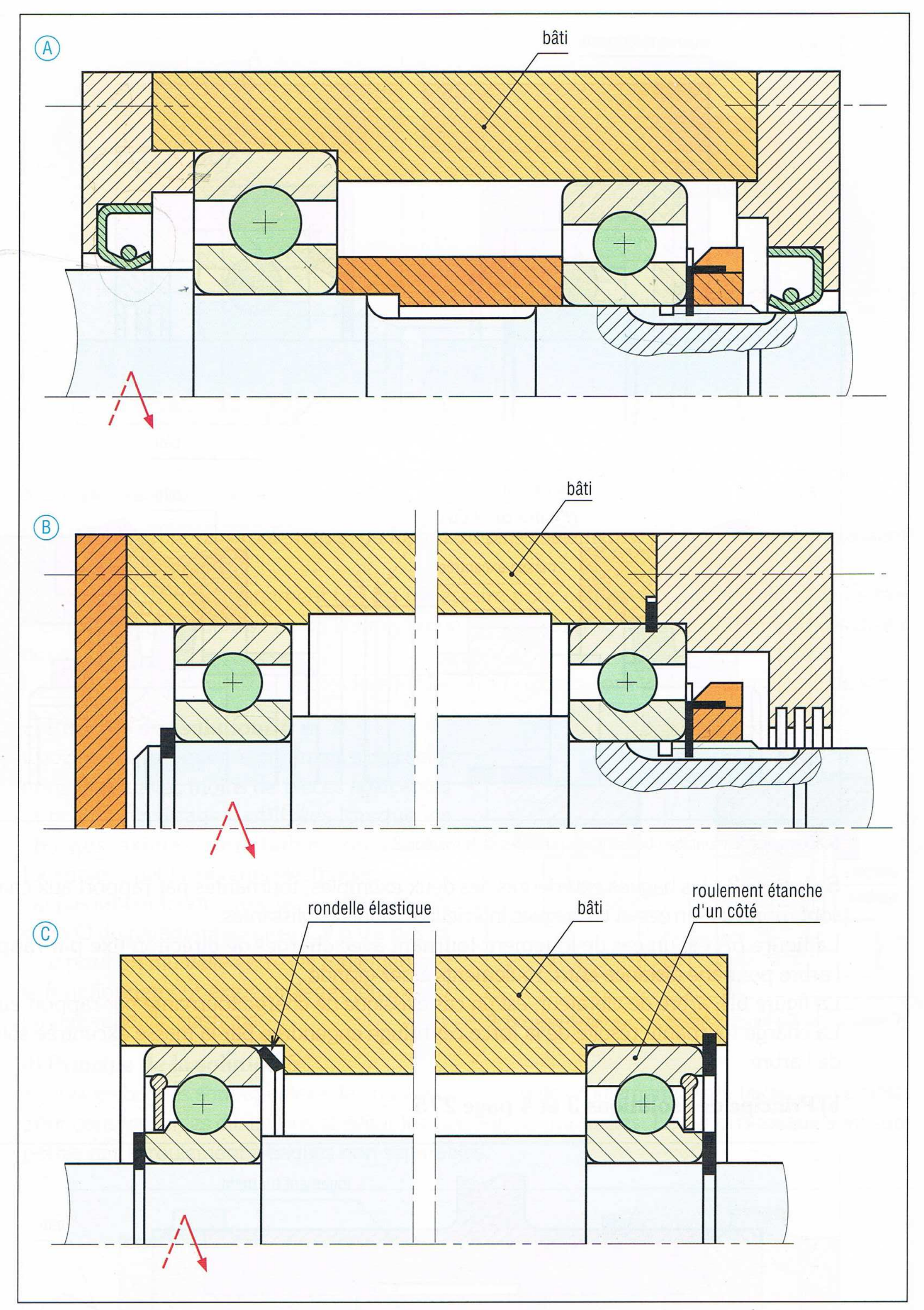


4. Solutions usuelles pour réaliser les épaulements du tableau page 275.

2. Exemples

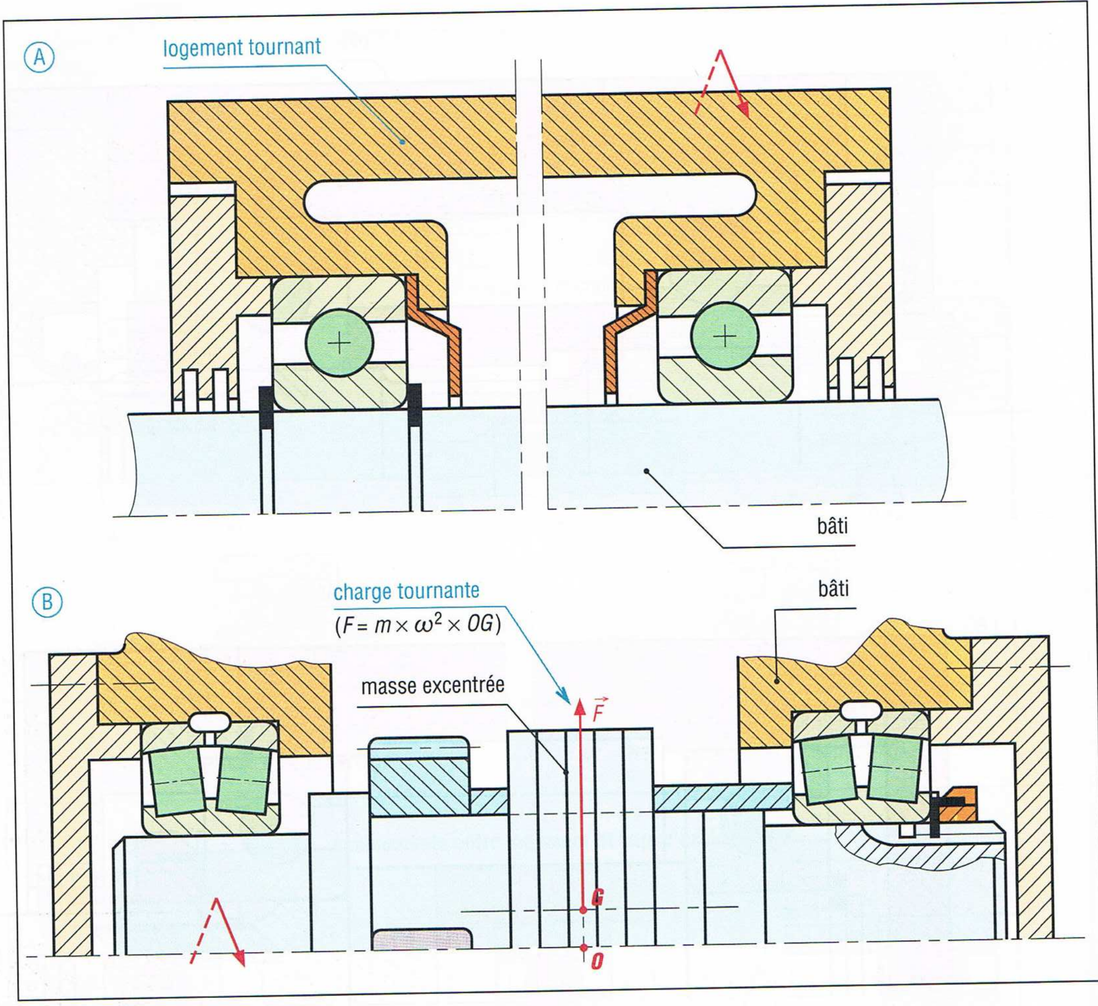
a) Exemples utilisant le principe des solutions 1 et 2 page 275

Pour ces solutions, les efforts axiaux sont supportés par un seul roulement. Il faut épauler en priorité le roulement le plus proche du point d'application de la charge axiale exercée sur l'arbre. Cela amène une dilatation plus libre de l'arbre, moins de flambage et une cotation fonctionnelle plus large.



5. Exemples de montage obéissant aux principes de la solution 1.

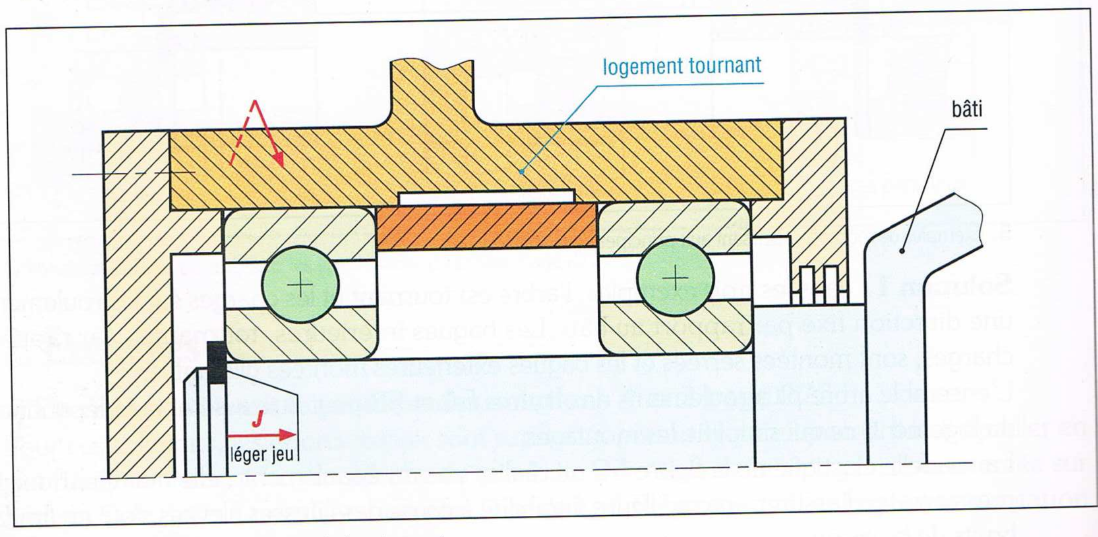
Solution 1 : dans les trois exemples, l'arbre est tournant et les charges sur les roulements ont une direction fixe par rapport au bâti. Les bagues intérieures, tournantes par rapport aux charges, sont montées serrées et les bagues extérieures montées glissantes.
L'ensemble arbre plus roulements des figures 5A et 5B peut être assemblé indépendamment du logement, ce qui simplifie les montages.
La rondelle élastique de la figure 5C ne réalise pas un épaulement ; elle maintient une légère pression afin d'assurer une meilleure durabilité à cause des vitesses élevées, tout en limitant les bruits de la liaison.



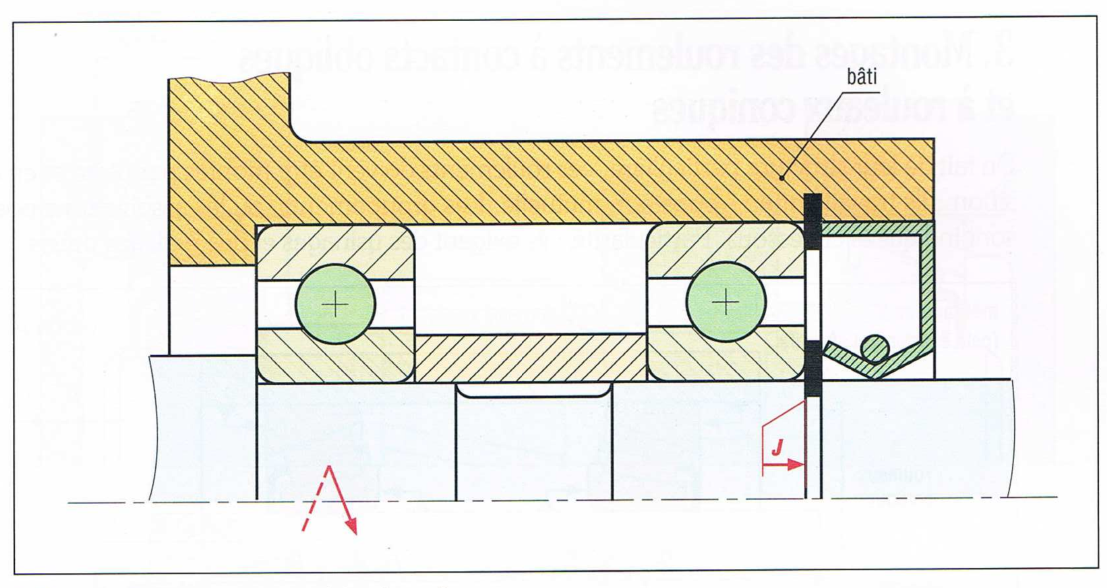
6. Exemples de montage obéissant aux principes de la solution 2.

Solution 2 : les bagues extérieures des deux exemples, tournantes par rapport aux charges, sont montées serrées et les bagues intérieures montées glissantes.
La figure 6A est un cas de logement tournant avec charges de direction fixe par rapport à l'arbre pour une distance entre roulements assez grande.
La figure 6B, arbre de vibrateur, est un cas classique de charge tournante par rapport au bâti. La charge tournante résulte de la force centrifuge engendrée par la masse excentrée solidaire de l'arbre.

b) Principe des solutions 3 et 4 page 275



7. Exemple obéissant aux principes de la solution 4.

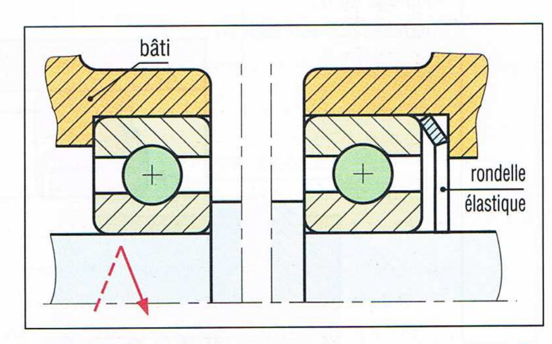


8. Exemple obéissant aux principes de la solution 3.

L'ensemble arbre plus roulements, ou logement plus roulements, peut en général être assemblé indépendamment.
Un jeu axial de fonctionnement (*J*) est nécessaire pour compenser les dilatations de l'arbre. Des roulements proches l'un de l'autre, ou une liaison courte, limitent les effets de ces dilatations.
Les solutions sont mieux adaptées lorsque les efforts axiaux sont toujours dans le même sens.

c) Principe des solutions 6 et 7

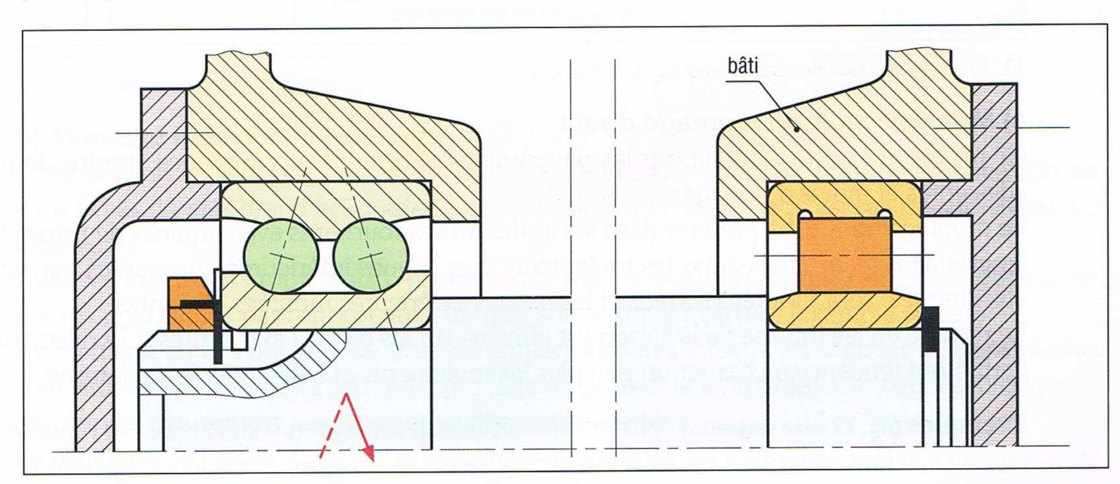
Ce sont des variantes économiques des solutions 3 et 4 avec moins de pièces adjacentes et moins d'usinages, utilisées lorsque les charges axiales sont faibles ou nulles. Exemples : petits moteurs électriques.
Ne pas les confondre avec les montages en X et en O du paragraphe suivant. Il n'y a pas ici d'opposition mutuelle entre les roulements et le fonctionnement exige un léger jeu axial *J* ou une rondelle élastique.



9. Exemple de montage obéissant aux principes de la solution 7.

d) Principe de la solution 5

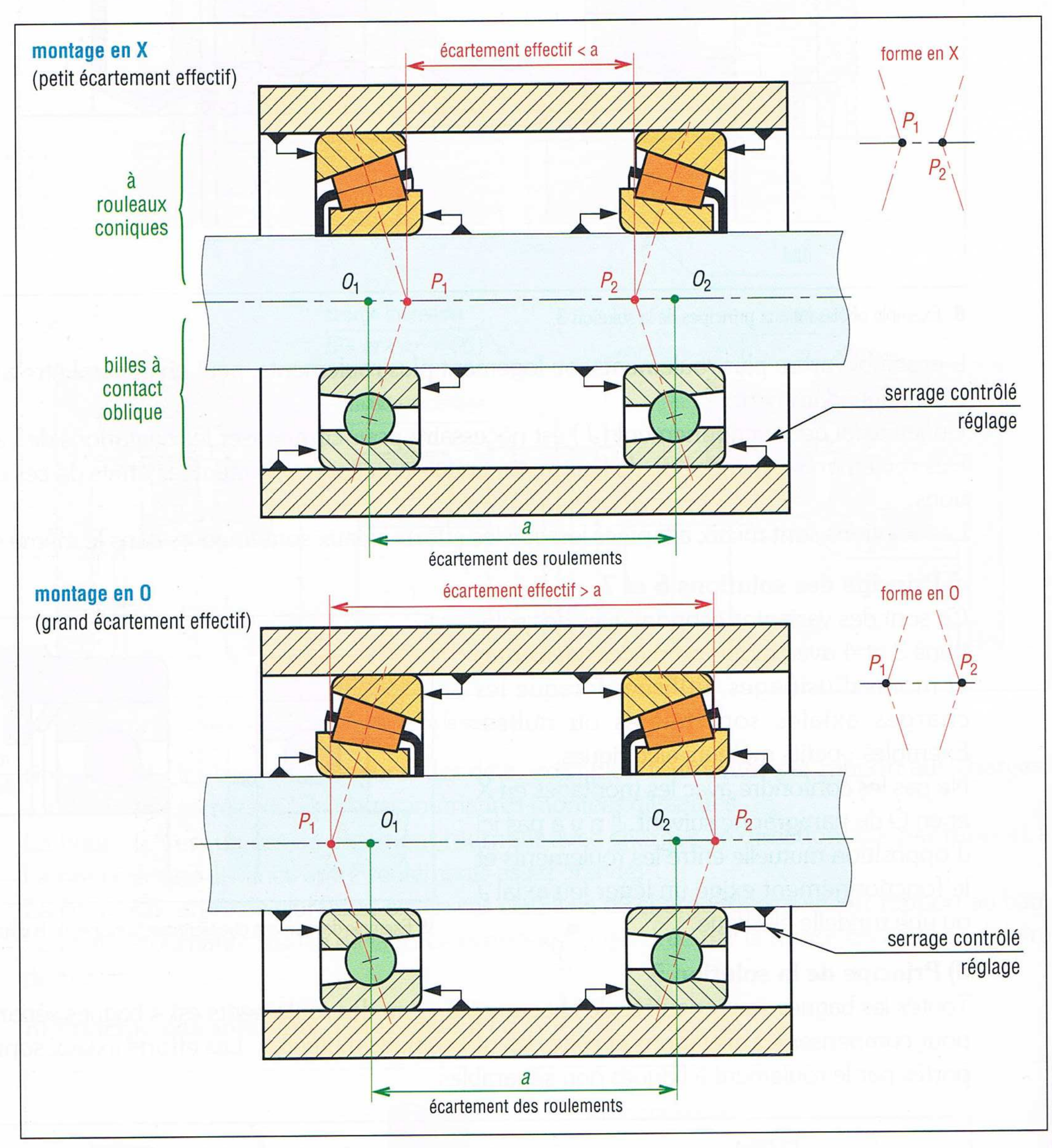
Toutes les bagues sont épaulées de chaque côté ; l'un des roulements est à bagues séparables pour compenser les dilatations et éviter les oppositions mutuelles. Les efforts axiaux sont supportés par le roulement à bagues non séparables.



10. Exemple obéissant aux principes de la solution 5 avec un roulement à bagues séparables (orange) .

3. Montages des roulements à contacts obliques et à rouleaux coniques

Du fait de leur structure particulière, ces roulements doivent être montés par paire et en opposition ; ils travaillent en opposition mutuelle. Les groupements, ou les associations possibles sont indiquées ci-dessous. Particularité : ils exigent des usinages et des réglages précis.



11. Principes et caractéristiques des montages en X et en O.

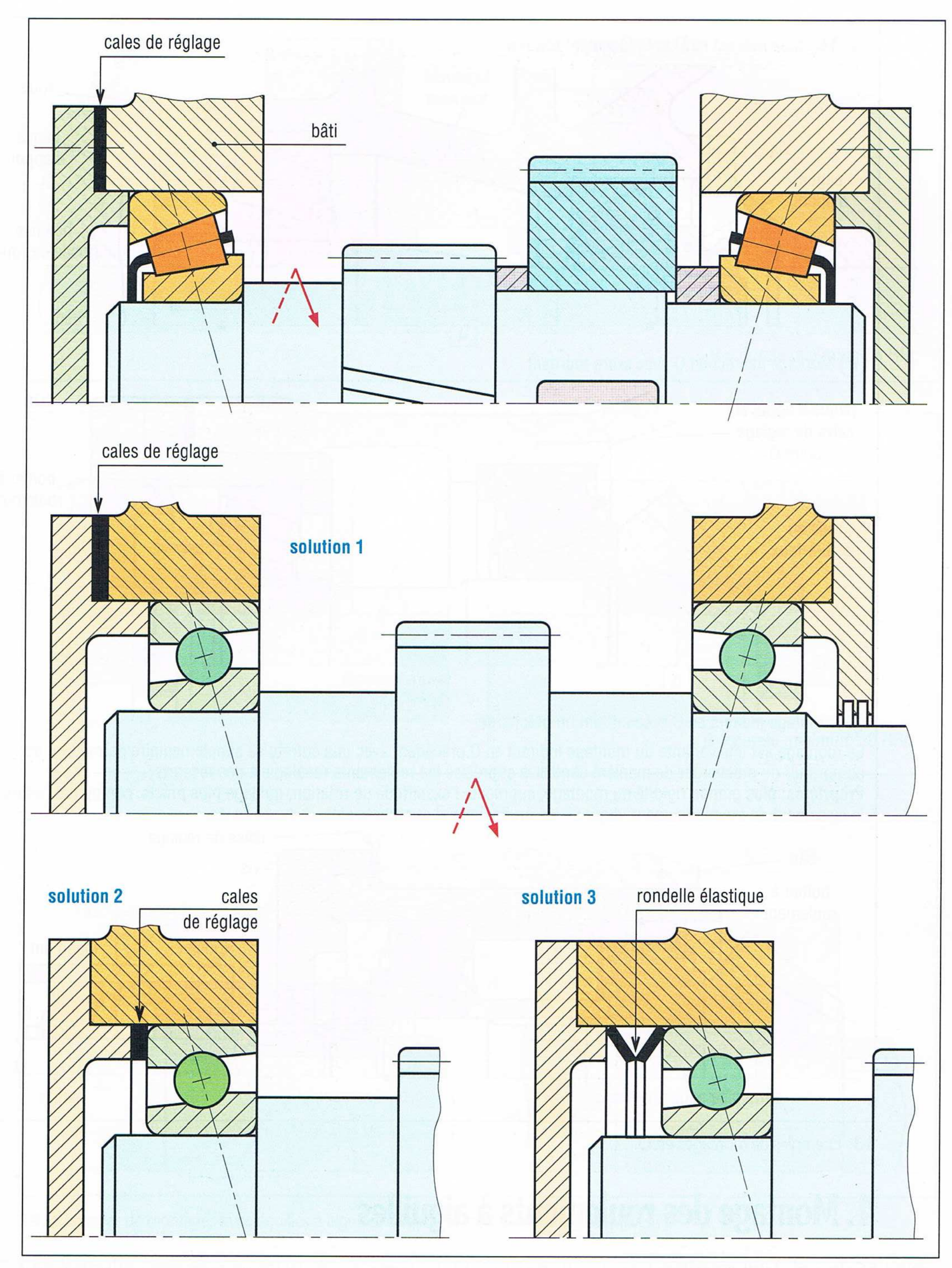
a) Montage en X ou montage direct

Ce montage amène les solutions les plus simples et les plus économiques : moins de pièces adjacentes et moins d'usinages.

Le montage en X est à préférer dans le cas des arbres tournants avec organes de transmission (engrenages, etc.) situés entre les roulements. Les bagues intérieures, tournantes par rapport aux charges, sont montées serrées et les bagues extérieures montées glissantes.

Le réglage du jeu interne de la liaison est effectué sur les bagues extérieures. Les dilatations de l'arbre ont tendance à charger un peu plus les roulements et à diminuer le jeu interne.

Exemples (**fig. 12 avec variantes**) : plusieurs possibilités de réglage sont indiquées. Les rondelles élastiques s'utilisent généralement pour des arbres longs avec risques de dilatation ou dans le cas de roulements surdimensionnés insuffisamment chargés.



12. Exemples de montages en X.

b) Montage indirect ou montage en O

C'est la solution à adopter lorsque la rigidité de l'ensemble de la liaison est recherchée ; on est dans le cas du plus grand écart effectif entre roulements. Le réglage est réalisé sur les bagues intérieures.

Avec les logements tournants c'est généralement la solution à préférer. Les bagues extérieures, tournantes par rapport aux charges, sont montées serrées (exemple **fig.13A**).

Le montage en O s'utilise aussi avec les arbres tournants lorsque les organes de transmission sont situés en dehors de la liaison (engrenage en porte à faux, **fig.13B**). Les bagues intérieures, tournantes par rapport aux charges, sont montées serrées.

La dilatation de l'arbre a tendance à diminuer les charges sur les roulements et à augmenter le jeu interne de la liaison, et inversement s'il y a dilatation du logement.

Ⓐ Montage indirect en O avec logement tournant

logement tournant
roue
vis
bague d'appui
bague d'appui
bâti fixe (fusée de roue)

Ⓑ Montage indirect en O avec arbre tournant

bague d'appui et cales de réglage point O
bâti
boîtier à roulement
roue en porte-à-faux
O
arbre tournant

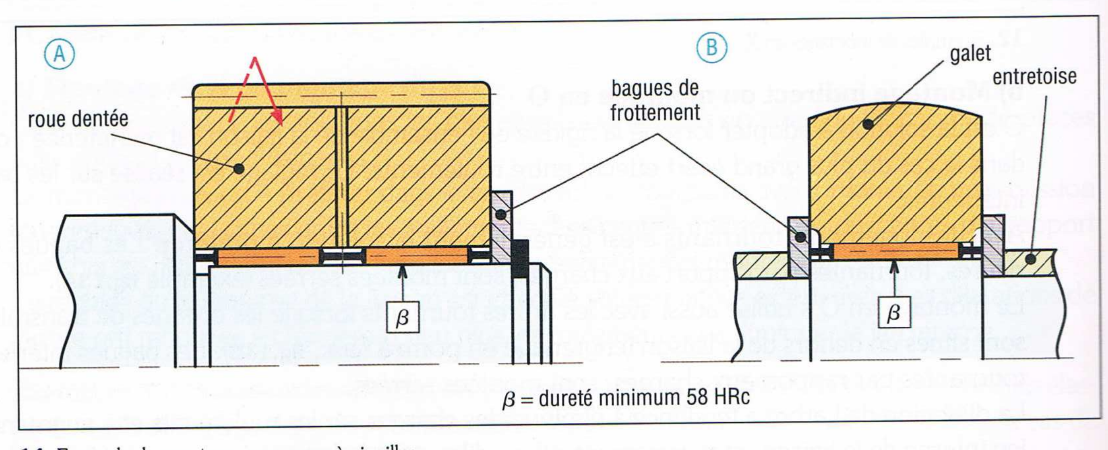
Ⓒ Montage indirect en O précontraint ou préchargé

Ce montage est une variante du montage indirect en O précédent avec une entretoise supplémentaire permettant de comprimer ou précharger de manière contrôlée et précise les roulements (analogie à des ressorts).
Propriétés: plus grande rigidité du montage, augmente l'exactitude de rotation, guidage plus précis, compense l'usure et le tassement en fonctionnement, diminue les bruits émis et augmente ainsi la durée de vie.

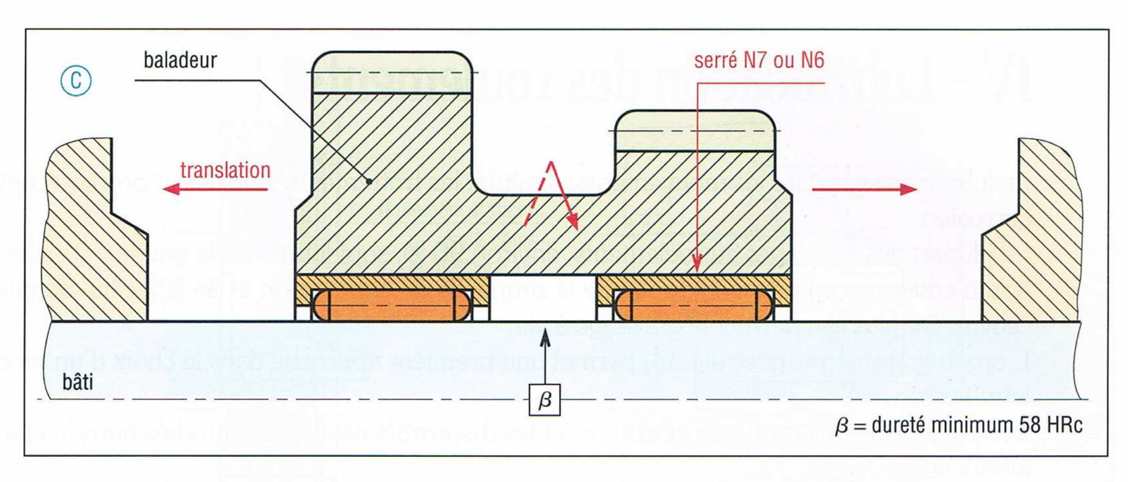
cales de réglage
vis
bâti
boîtier à roulement
1
2
3
4
5
6
fixations axiales
Principe
logement
arbre
entretoise supplémentaire
arbre tournant

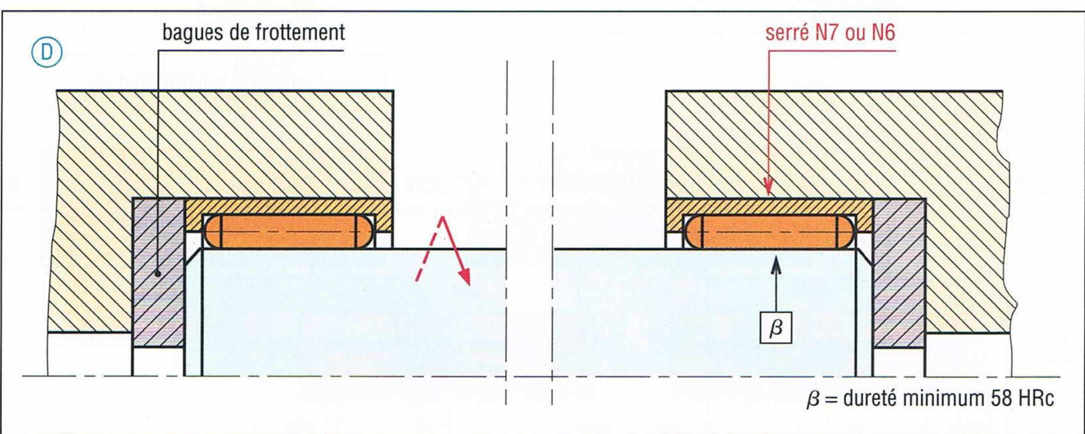
13. Exemples de montages en O.

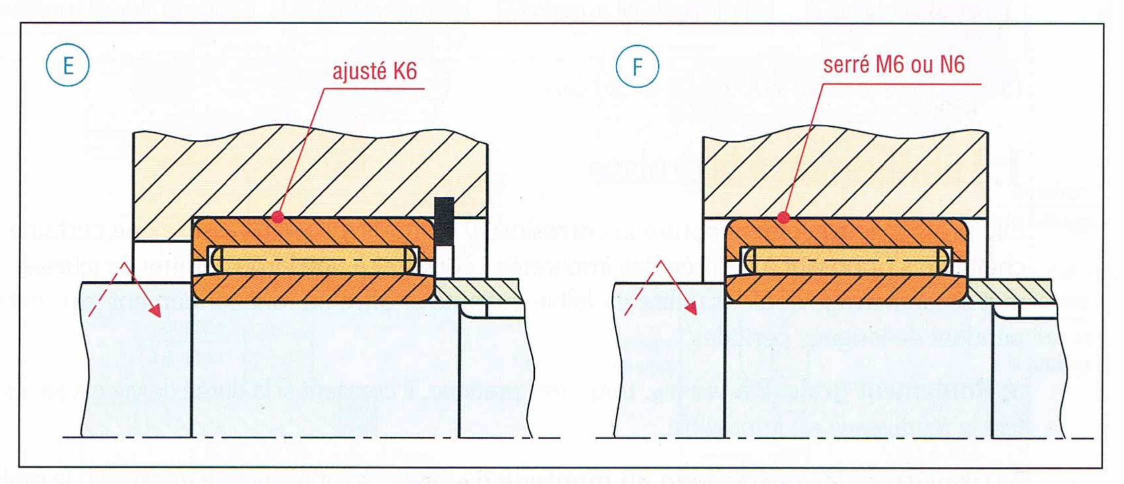
4. Montage des roulements à aiguilles



14. Exemple de montage avec cages à aiguilles.







14. Exemples de montages avec douilles à aiguilles (C et D) et roulements à aiguilles (E et F).

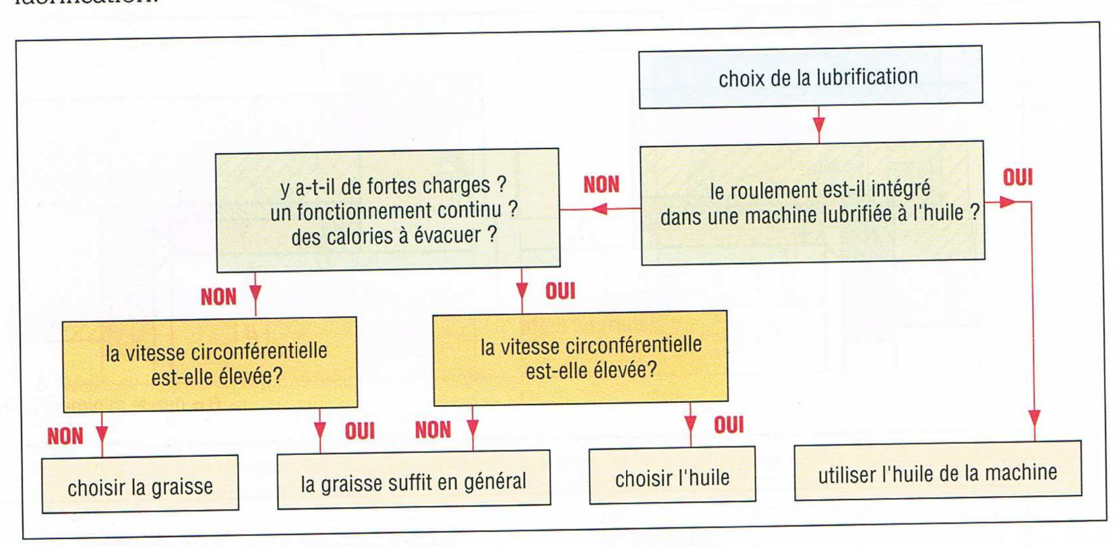
Les liaisons réalisées à partir de ces seuls roulements ne supportent pas les charges axiales. Celles-ci doivent donc être supportées par un autre dispositif.
Si ces charges sont faibles ou nulles, des rondelles de frottement trempées et rectifiées (exemples A, B et D) sont souvent suffisantes pour assurer le maintien latéral. Si elles sont plus élevées, l'utilisation d'un roulement complémentaire d'un autre type est nécessaire.

a) Douilles à aiguilles (exemples C et D) : dans la plupart des applications, les douilles sont montées serrées (ajustements N7 ou N6) dans leur logement, sans épaulement pour assurer la fixation latérale. Elles peuvent supporter une translation occasionnelle : cas du baladeur de l'exemple C.

b) Roulements à aiguilles : ils sont soumis aux mêmes règles d'épaulements que les roulements à rouleaux cylindriques. Destinés à supporter des charges radiales élevées, ils sont souvent épaulés latéralement (exemple E). Cependant il est fréquent, environ un cas sur trois, avec des charges modérées, que ces roulements soient non épaulés et ajustés avec serrage (M6 ou N6) dans leur logement (exemple F).

IV - Lubrification des roulements

La lubrification facilite les mouvements, diminue les frottements internes et protège contre la corrosion.
La plupart des montages de roulements, environ 90 %, sont lubrifiés à la graisse. C'est la solution à envisager en premier, du fait de la simplicité de conception et de la facilité de mise en œuvre. De plus elle permet le graissage à vie.
L'organigramme proposé **(fig. 15)** permet une première approche dans le choix d'un mode de lubrification.
Les propriétés des graisses, des huiles et les dispositifs usuels sont étudiés dans le chapitre lubrification.



15. Organigramme pour le choix du mode de lubrification.

1. Lubrification à la graisse

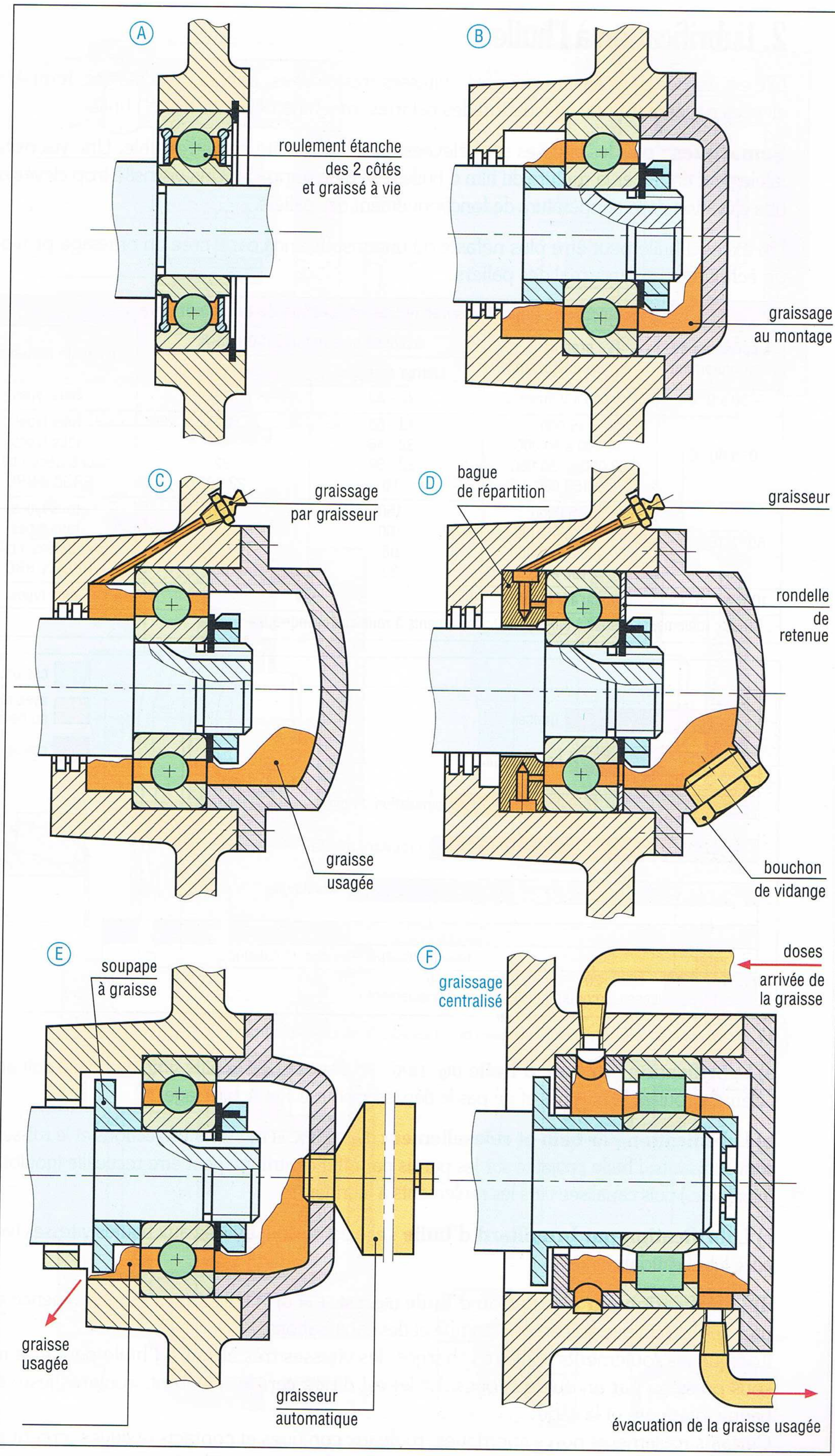
Elle protège le roulement contre la corrosion, y compris à l'arrêt ; assure une certaine étanchéité en s'opposant à l'entrée des impuretés ; convient à une large gamme de vitesses ; permet un démarrage doux ; s'utilise en faible quantité et offre un fonctionnement sans entretien pendant de longues périodes.

a) Roulement graissé à vie (fig. 16A) : très pratique, il convient si la durée de vie exigée est limitée, le regraissage est impossible.

b) Graissage par garnissage au montage (fig. 16B) : solution simple et usuelle, le graissage peut être à vie ou périodique par démontage et regarnissage lors des interventions de maintenance. La durée de vie du roulement dépend du volume de graisse présent près des éléments roulants.

c) Graisseurs (fig. 16C, D et E) : ils sont utilisés lorsque des graissages périodiques sont nécessaires. C'est le deuxième degré en matière de graissage.
Il faut éviter les excès et renouveler complètement la graisse lors des révisions de machines. Si le regraissage est fréquent, la graisse usagée doit être impérativement éliminée : bouchon de vidange, soupape à graisse…
La conduite de la graisse par bague de répartition exige des dépenses qui ne se justifient que pour des machines coûteuses.

d) Graissage centralisé (fig. 16F) : c'est le dernier degré en matière de graissage, il évite l'arrêt des machines et élimine les interventions humaines.
Une même pompe, à partir d'un réseau de canalisations, lubrifie en même temps et périodiquement tous les points à graisser (voir chapitre 34 : lubrification).



16. Principaux dispositifs de graissage. Voir aussi page 414.

2. Lubrification à l'huile

Elle est utilisée dans les cas suivants : vitesses très élevées, paliers très chargés, températures élevées nécessitant une évacuation des calories, machine déjà lubrifiée à l'huile.

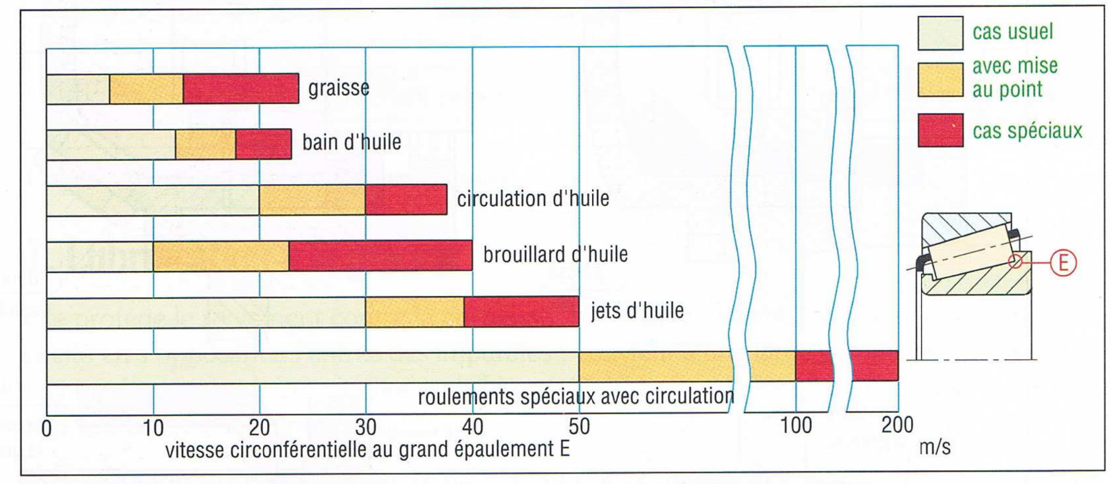
Remarques : plus les vitesses sont élevées, plus la viscosité doit être faible. Une viscosité trop faible peut entraîner la rupture du film d'huile suivi d'un grippage. Une viscosité trop élevée amène une élévation de la température de fonctionnement des paliers.

Un excès d'huile peut être plus néfaste qu'une insuffisance car il crée un brassage provoquant un échauffement anormal des paliers.

Viscosités indicatives des huiles en fonction de la température

température de fonctionnement	produit d(mm) × N(tr/min)	viscosité cinématique ISO mm²/s		types de roulements
		charge normale	charge élevée	
– 30 à 0 °C	jusqu'à V limite	22 - 32	46	tous types
0° à 60 °C	< 15 000 15 000 à 80 000 80 000 à 150 000 > 150 000	46 - 68 32 - 46 22 - 32 10	100 68 32 22 - 32	tous types tous types sauf butées à billes RRGB + RRC*
60° à 100 °C	< 15 000 15 000 à 80 000 80 000 à 150 000 > 150 000	150 100 68 32	220 150 100 - 150 68	tous types tous types sauf butées à billes RRGB + RRC*
100° à 150 °C	jusqu'à V limite	320		tous types

* RRGB : roulements rigides à billes ; RRC : roulements à rouleaux cylindriques



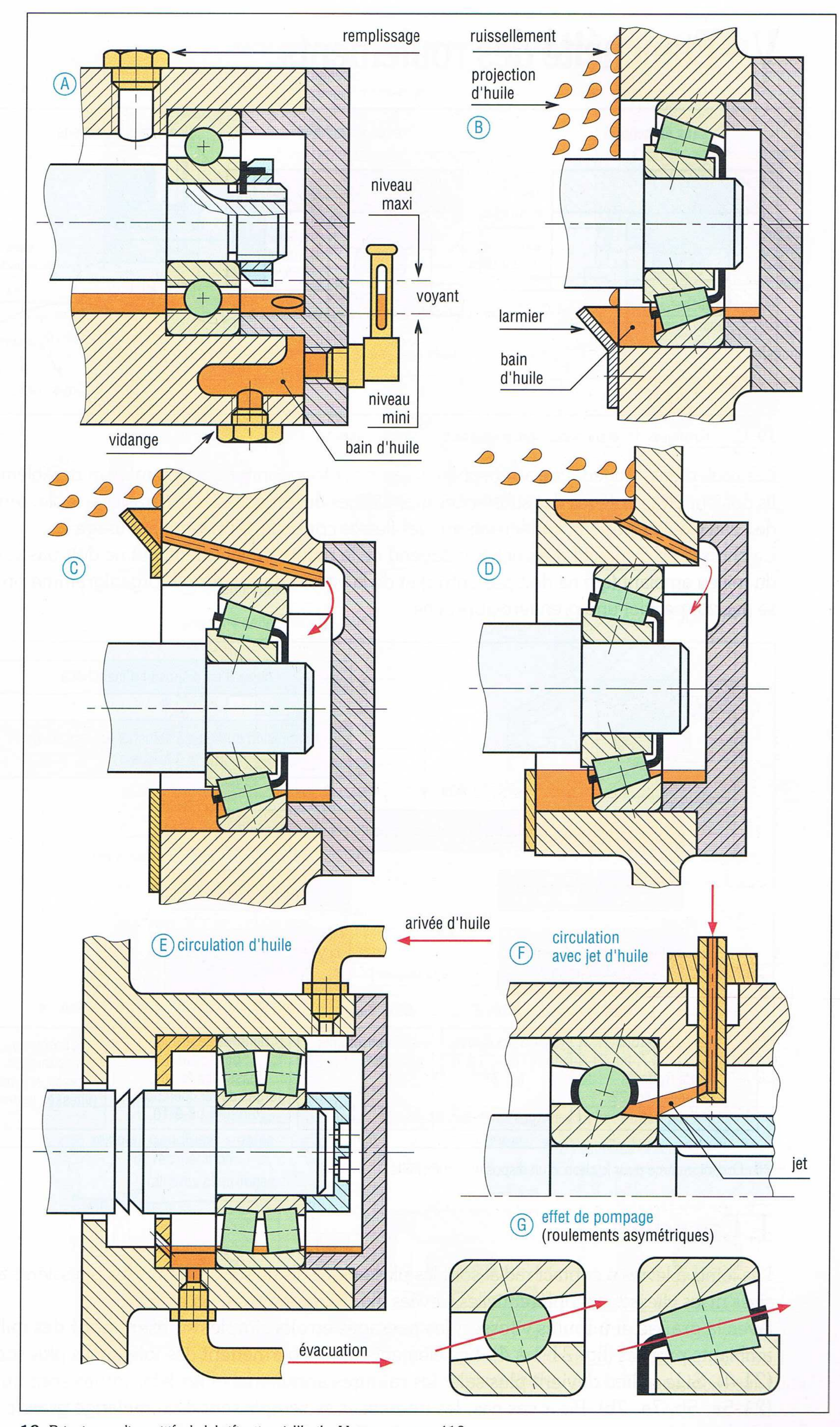
17. Roulements à rouleaux coniques : vitesses possibles selon le mode de lubrification.

a) Lubrification par bain d'huile (**fig. 18A**) : ce dispositif est le plus simple ; l'huile doit atteindre l'élément roulant le plus bas et ne pas le dépasser pour éviter le brassage.

b) Lubrification par bain et ruissellement (**fig. 18B, C et D**) : si les projections et le ruissellement sont suffisants, l'huile projetée sur les parois par effet centrifuge peut être recueillie (goulottes, larmiers, etc.) puis canalisée vers les roulements à lubrifier.

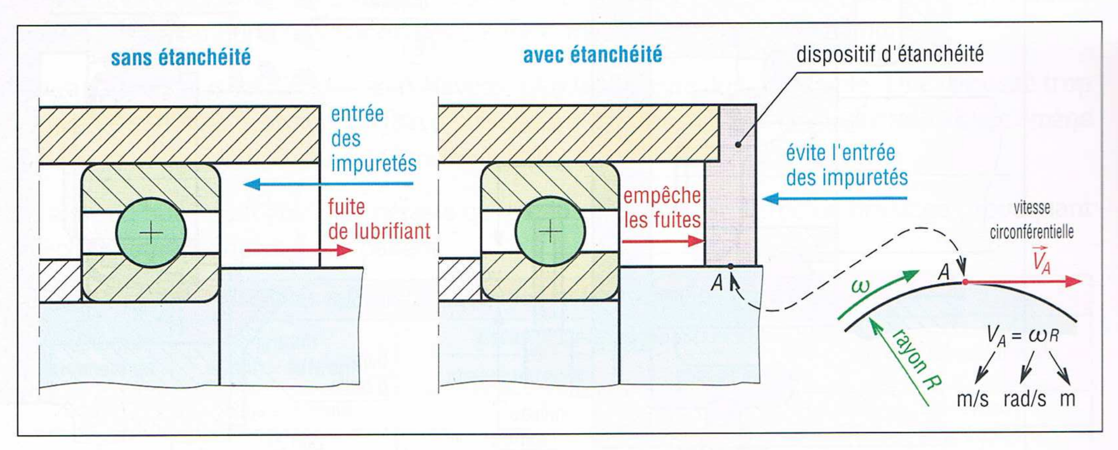
c) Lubrification par brouillard d'huile : elle est surtout utilisée aux hautes vitesses (voir chapitre lubrification).

d) Lubrification par circulation d'huile (**fig. 18E, F et G**) : l'huile circule en permanence et arrive près des roulements grâce à une pompe et des canalisations.
Lorsque les roulements sont très chargés, les vitesses très élevées, l'huile peut être injectée sous pression par un ou deux becs. Le jet est dirigé vers les éléments roulants juste entre la bague intérieure et la cage.
Certains roulements non symétriques, rouleaux coniques et contacts obliques, créent un phénomène de pompage centrifuge entraînant une circulation de l'huile.



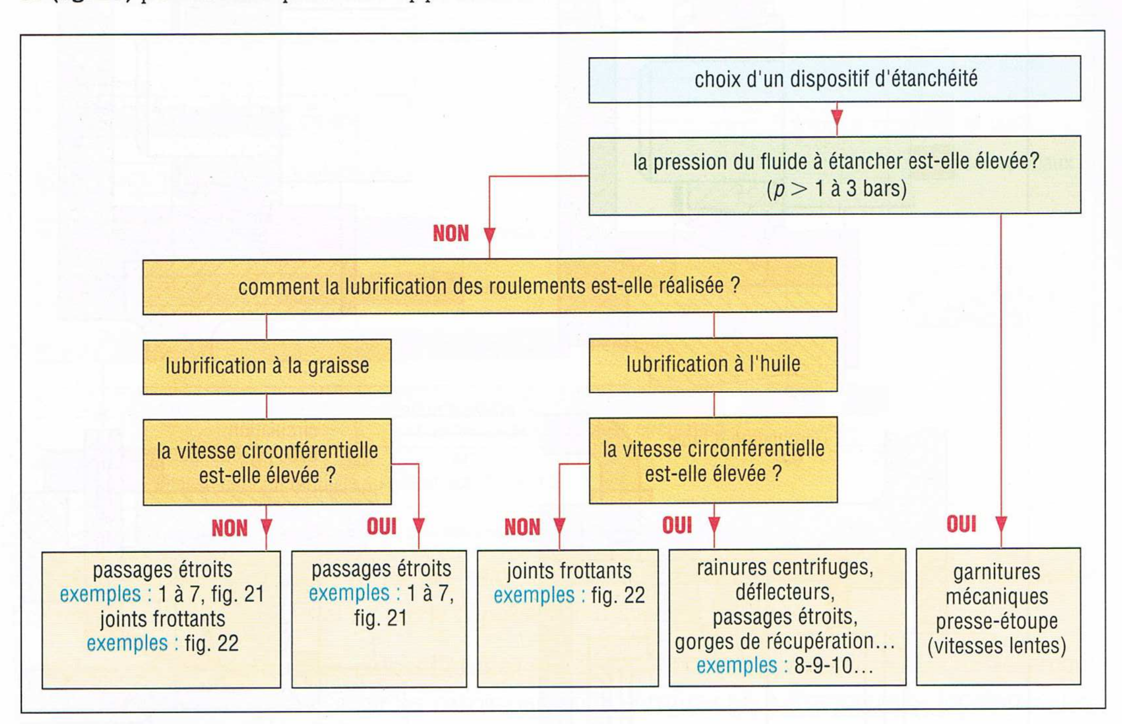
18. Principaux dispositifs de lubrification à l'huile. Voir aussi page 412.

V - Étanchéité des roulements



19. Caractéristiques des étanchéités pour roulements.

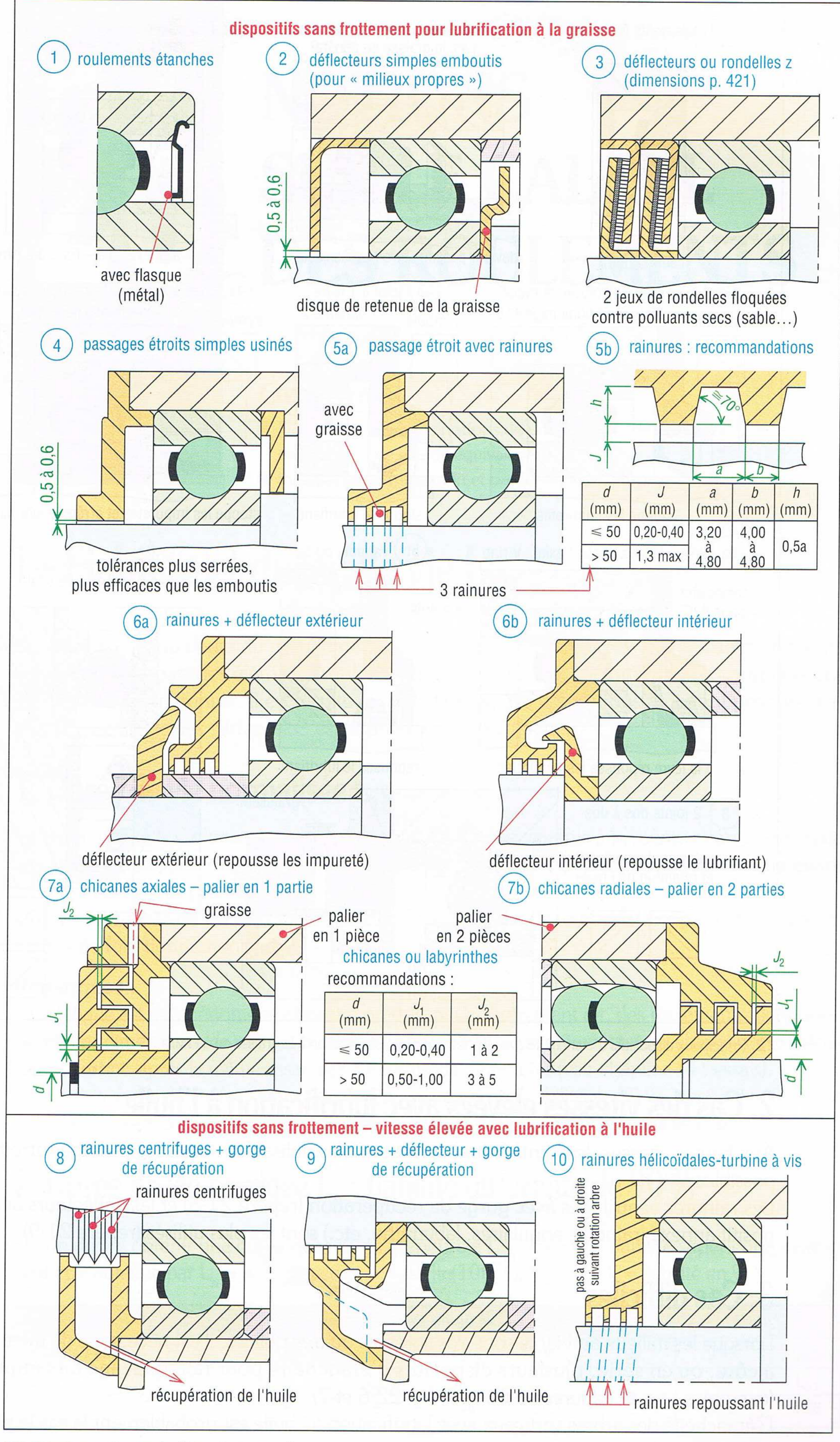
Les roulements exigent une atmosphère saine pour fonctionner correctement et durablement. Ils doivent être protégés des substances granuleuses dures (poussières abrasives, sable, terres), de l'eau (liquide, vapeur, condensation), des fluides corrosifs, d'un lubrifiant usagé…
Le choix d'un dispositif d'étanchéité dépend de la nature du lubrifiant (qui ne doit pas sortir), du milieu ambiant (qui ne doit pas entrer) et de la vitesse de rotation. L'organigramme proposé **(fig. 20)** permet une première approche.



20. Organigramme pour le choix d'un dispositif d'étanchéité.

1. Cas usuels

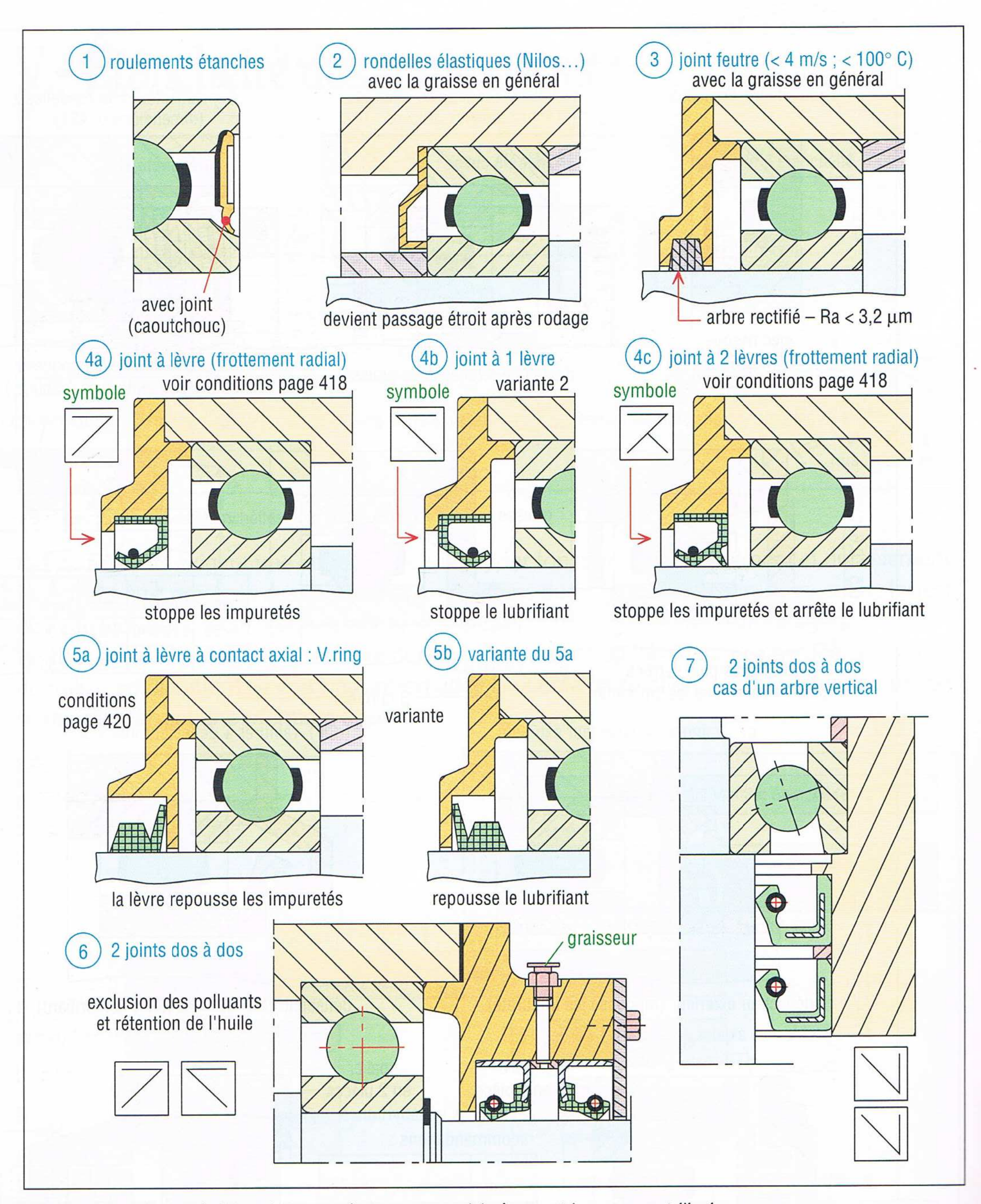
Les joints à lèvres à contact radial sont les plus utilisés. Ils ne supportent ni les poussières abrasives ni les vitesses circonférentielles élevées (fig. 22 repères 4a, 4b et 4c).
Avec la graisse et à toutes vitesses, les passages étroits simples suffisent pour des milieux ambiants propres (fig. 21-1 à 4). Les éléments usinés permettent des tolérances plus serrées (21-4). Si le milieu devient plus sale, les rainures annulaires et les labyrinthes sont utilisés (21-5a, 5b, 7a, 7b). Pour ces cas, les interstices se remplissent d'un mélange graisse plus poussières formant un barrage aux impuretés. Les déflecteurs (6a, 6b) agissent en repoussoir.



d (mm)	J (mm)	a (mm)	b (mm)	h (mm)
⩽ 50	0,20-0,40	3,20 à 4,80	4,00 à 4,80	0,5a
> 50	1,3 max			

d (mm)	J_1 (mm)	J_2 (mm)
⩽ 50	0,20-0,40	1 à 2
> 50	0,50-1,00	3 à 5

21. Principaux dispositifs d'étanchéité sans frottement.



22. Principaux dispositifs d'étanchéité avec frottement pour lubrification à la graisse ou à l'huile.

2. Cas des vitesses élevées avec lubrification à l'huile

Aux hautes vitesses, les joints frottants ne sont plus utilisables ; seuls les passages étroits sont possibles.
Les rainures centrifuges avec gorge de récupération (repère 21-8) et les déflecteurs avec dispositif annexe (rainures annulaires, labyrinthe, etc.) sont les plus utilisés (repère 21-9).

3. Cas difficiles

Lorsque les milieux ambiants sont très agressifs ou très pollués, il est nécessaire de mettre côte à côte, ou en série, plusieurs dispositifs d'étanchéité pour faire barrage aux impuretés (exemples : **fig. 21** repères 6a-6b et 9, fig. 22-6 et 7).
L'étanchéité des arbres verticaux avec lubrification à l'huile est probablement le cas le plus difficile à résoudre (22-7). À éviter en conception.



NOTIONS SUR LE CALCUL DES ROULEMENTS

OBJECTIFS

- Décrire et définir les notions de durée de vie, de défaillance, de capacité de charge et de charge équivalente.
- Indiquer la normalisation et proposer des exemples.

I - Fiabilité et durée de vie L_{10}

Sous charge et au cours du mouvement de rotation les chemins des bagues de roulements reçoivent de la part des éléments roulants, billes ou rouleaux, des millions de compressions élastiques intermittentes. Il en résulte, avec le temps, des fissurations amenant progressivement un écaillage des surfaces. C'est le phénomène de fatigue.

1. Durée de vie normalisée L_{10}

La durée de vie L_{10} d'une série de roulements identiques, soumis à la même charge, est égale au nombre de tours, ou de révolutions, réalisés par 90 % des roulements de la série avant qu'apparaissent les premiers signes de fatigue.

Unités : la durée de vie normalisée se calcule en millions de tours, parfois par commodité en heures de fonctionnement.

Remarques :

– La fatigue est un phénomène aléatoire ou statistique. Autrement dit, des roulements identiques, de mêmes dimensions, de mêmes matériaux, appartenant à un même lot, tous chargés de la même façon, auront, après le même essai, des durées de vie différentes (voir chapitre 14 : essais).

– L_{10} est la durée de vie (moyenne statistique) basée sur une fiabilité de 90 %, c'est-à-dire 90 % de survie après essai sur un même lot. L_{10} sert de référence à tous les roulements de la série.

2. Durée de vie corrigée L_n : fiabilité différente de 90 %

Si l'on désire obtenir une durée de vie L_n supérieure à L_{10}, ou à une fiabilité supérieure, celle-ci peut être obtenue par $L_n = a_1.L_{10}$ avec $a_1 = 4{,}48\,[\ln(100/F)]^{2/3}$; avec F = fiabilité en %.

Fiabilités différentes de 90 % $L_n = a_1.L_{10}$								
fiabilité *F* en %	90	95	96	97	98	99	99,5	99,9
L_n	L_{10}	L_5	L_4	L_3	L_2	L_1	$L_{0,5}$	$L_{0,1}$
a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21	0,15	0,06

Remarque : $L_{50} = 5L_{10}$.

Remarques :

– La durée de vie moyenne (fiabilité de 50 %) d'un lot L_{50} est égale à environ 5 fois la durée L_{10}. Elle est de $15.L_{10}$ avec 10 % de survie.

– En pratique on utilise $L_n = a_1.a_2.a_3.L_{10}$

L'étude des coefficients correcteurs a_2 (liée à la géométrie et à la matière du roulement) et a_3 (fonction des conditions de fonctionnement : lubrification...) sort du cadre de cet ouvrage. Dans certains cas parfaitement bien maîtrisés, la durée de vie peut devenir infinie.

3. Fiabilité *F* et probabilité de défaillance D ($L < L_{10}$)

$$D = 1 - F \quad \text{avec} \quad F = \exp\left[-\left[\frac{(L/L_{10}) - 0{,}02}{4{,}439}\right]^{1{,}483}\right]$$

Exemple : la durée de vie prévue d'un roulement est L_{10} = 10 000 heures. On souhaite connaître la fiabilité après 5 000 heures de fonctionnement juste avant extinction de la garantie commerciale.

L = 5 000 et L/L_{10} = 5 000/10 000 = 0,5
L'équation précédente donne F = 0,963 7 (fiabilité de 96,37 %)
Pourcentage de défaillance : D = 1 – F = 0,036 3 (3,63 %).

4. Durée de vie d'un ensemble ou d'une association de roulements

Lorsqu'un ensemble de roulements (E) comprend plusieurs roulements fonctionnant en même temps (exemple : arbre avec plusieurs roulements), la durée de vie L_{E10} de l'ensemble est fonction de la durée de vie $L_{i.10}$ de chacun des *n* roulements. Elle est définie par la relation suivante :

$$L_{E10} = \left[\left(\frac{1}{(L_{1.10})}\right)^{1{,}5} + \left(\frac{1}{(L_{2.10})}\right)^{1{,}5} + \ldots + \left(\frac{1}{(L_{n.10})}\right)^{1{,}5}\right]^{-\frac{1}{1{,}5}}$$

Exemple : deux roulements à rouleaux coniques d'un même arbre ont des durées respectives de 15 000 et 25 000 heures. Calculons la durée de vie probable du montage.

$$L_{E10} = \left[\left(\frac{1}{15\,000}\right)^{1{,}5} + \left(\frac{1}{25\,000}\right)^{1{,}5}\right]^{-\frac{1}{1{,}5}} = 11\,630 \text{ heures}$$

Cette durée est toujours inférieure à la plus petite des valeurs $L_{i.10}$, ici 15 000 heures.

II – Capacité de charge dynamique C

En dépit de l'utilisation d'aciers spéciaux très résistants, les roulements ont une durée de vie limitée. Cette durée dépend principalement de la charge supportée. Plus la charge est faible, plus la durée de vie est longue, et inversement.

Définition : la charge dynamique de base *C*, d'une série de roulements identiques, est la charge radiale (axiale pour une butée), constante en intensité et en direction, que peut endurer 90 % des roulements du groupe, pendant 1 million de tours, avant qu'apparaissent les premiers signes de fatigue.
Autrement dit, si un lot de 100 roulements identiques est soumis au cours d'un essai à sa charge de base *C* ($Fr = C$), 90 roulements du lot (90 %) auront une durée de vie qui atteindra ou dépassera 1 million de tours ($L_{10} = 1$).

Remarques :

– La capacité *C* est une des caractéristiques de base des roulements ; elle est indiquée dans les catalogues des fabricants en même temps que *d*, *D*, *B* et *r*.

– Pour une même référence normalisée de roulement, la valeur de *C* peut varier sensiblement d'un fabricant à l'autre.

III – Relation entre durée de vie L_{10} et charge dynamique C

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^n$$

L_{10} : durée de vie du roulement en millions de tours
C : charge dynamique de base
P : charge équivalente exercée sur le roulement (voir paragraphe IV)
$n = 3$ pour les roulements à billes
$n = 10/3$ pour les roulements à rouleaux

$$L_{10H} = \frac{L_{10}.10^6}{60.N}$$

Durée de vie L_{10H} en heures de fonctionnement
L_{10} : millions de tours
N : vitesse de rotation en tr/min.

Durées de vie indicatives de quelques paliers à roulements		
mode d'emploi	exemples d'emploi	durée de vie L_{10H}
usages intermittents	électroménager, outillages électroportatifs, automobiles, appareils de manutention et de levage, moteurs d'avions…	1 000 à 15 000
fonctionnant 8 heures par jour	véhicules industriels, machines-outils, machines agricoles, machines de production, réducteurs…	15 000 à 35 000
service en continu 24 heures 24	convoyeurs, compresseurs, laminoirs, certaines machines de production, ventilateurs, moteurs stationnaires	35 000 à 60 000
machines dont la fiabilité est très importante	machines à papier, machines textiles, navires, services des eaux, barrages, fours rotatifs, propulseurs…	60 000 à 100 000

Exemple : un catalogue de roulements donne, pour un roulement à billes à contact radial, une capacité de charge dynamique C égale à 6 300 daN. Le roulement supporte une charge P de 2 100 daN.

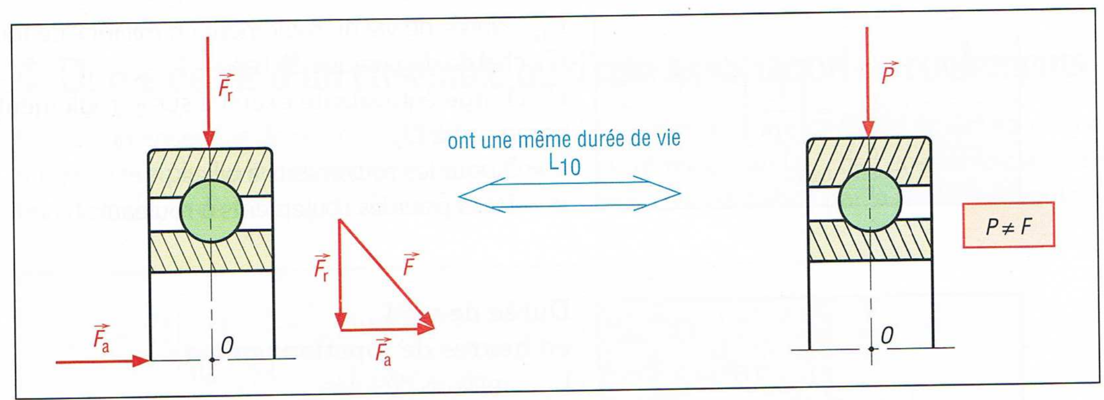
Déterminons les durées L_{10} et L_{10H} si la vitesse de rotation de l'arbre est de 150 tr/min.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^n = \left(\frac{6\,300}{2\,100}\right)^3 = 3^3 = 27 \quad \text{(27 millions de tours)}$$

$$L_{10H} = \frac{27.10^6}{60 \times 150} = 3\,000 \text{ heures}$$

IV - Calcul de la charge dynamique équivalente P

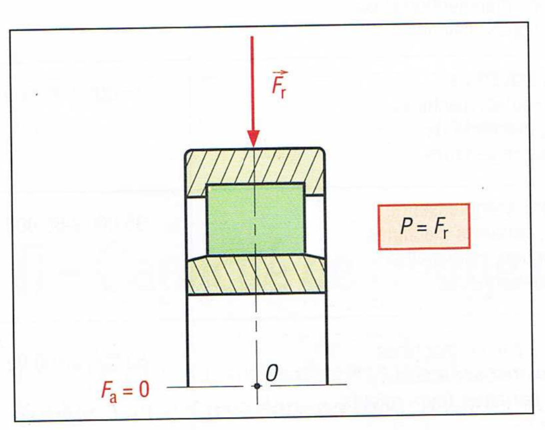
La charge équivalente P est une charge radiale pure, donnant exactement la même durée de vie que la combinaison charge axiale F_a plus charge radiale F_r réellement exercée sur le roulement. P est différent de la charge combinée F.



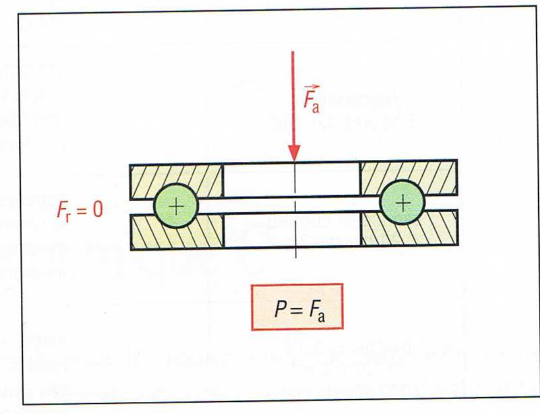
1. Charge équivalente P et charges exercées F_a et F_r.

1. Cas particuliers

Dans le cas des roulements à aiguilles et des roulements à rouleaux cylindriques avec bagues séparables : $F_a = 0$ et $P = F_r$.
Avec des butées ne supportant que des charges axiales : $F_r = 0$ et $P = F_a$.



2. Valeur de P dans le cas des roulements à rouleaux cylindriques.



3. Valeur de P dans le cas des butées.

2. Cas général d'une charge combinée

F_a et F_r étant connues, la charge P est calculée à l'aide de la relation :

$$P = X.F_r + Y.F_a$$

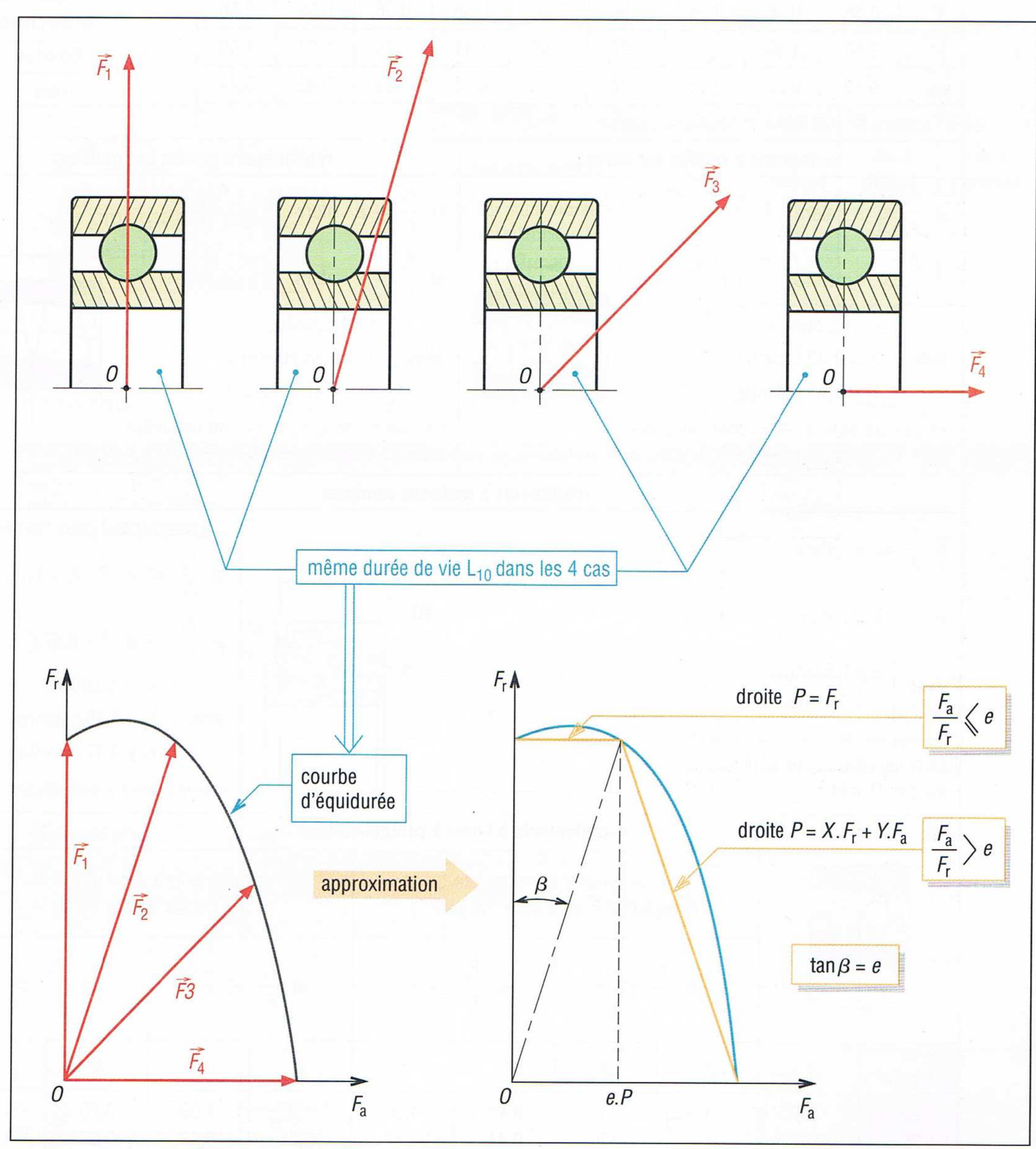
X et Y sont des coefficients normalisés liés à la nature du roulement et à ses dimensions (tableau page 296).

Remarques :

– Si la bague extérieure tourne par rapport à la direction de la charge la valeur de P est calculée par :

$P = 1{,}2.X.F_r + Y.F_a$

– Les relations précédentes sont obtenues à partir des courbes expérimentales d'équidurée.



4. Principe des courbes d'équidurée.

Sous l'action des charges F_1, F_2, F_3 ou F_4 le roulement a la même durée de vie.
La courbe d'équidurée est obtenue en traçant la courbe passant par les extrémités des charges précédentes, toutes tracées à partir du même point d'application O.
Cette courbe est ensuite approximée par des droites pour en simplifier l'exploitation (permet de définir les coefficients X, Y, $e = \tan ß$...).

Valeurs des coefficients X et Y suivant types de roulement

roulements rigides à billes (à contact radial)

si $\frac{F_a}{F_r} \leqslant e$ alors $P = F_r$ ($X = 1$ et $Y = 0$)

si $\frac{F_a}{F_r} > e$ alors $P = 0{,}56.F_r + Y.F_a$

les valeur de e et Y dépendent du rapport $\frac{f_0.F_a}{C_0}$ ou $\frac{F_a}{C_0}$ (voir ci-dessous)

$\frac{f_0.F_a}{C_0}$*	0,172	0,345	0,689	1,03	1,38	2,07	3,45	5,17	6,89
$\frac{F_a}{C_0}$**	0,014	0,028	0,056	0,084	0,110	0,170	0,283	0,42	0,5
X*	0,56	0,56	0,56	0,56	0,56	0,56	0,56	0,56	0,56
Y*	2,30	1,99	1,71	1,55	1,45	1,31	1,15	1,04	1,00
e*	0,19	0,22	0,26	0,28	0,30	0,34	0,38	0,42	0,44

* : valeurs NF ISO 281 ; ** : valeurs usuelles

dw (Ø bille) — Dpw — Ø primitif rlt — α variable — F_a — comportement sous charge

$$f_0 = \frac{dw.\cos\alpha}{Dpw}$$

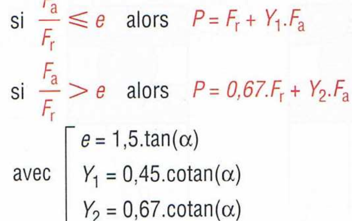
roulements à rotules sur billes

si $\frac{F_a}{F_r} \leqslant e$ alors $P = F_r + Y_1.F_a$

si $\frac{F_a}{F_r} > e$ alors $P = 0{,}65.F_r + Y_2.F_a$

avec
- $e = 1{,}5.\tan(\alpha)$
- $Y_1 = 0{,}42.\text{cotan}(\alpha)$
- $Y_2 = 0{,}65.\text{cotan}(\alpha)$

les valeurs de e, Y_1 et Y_2 sont indiquées dans les tableaux de dimensions avec d, D, b et r.



roulements à rotules sur rouleaux

si $\frac{F_a}{F_r} \leqslant e$ alors $P = F_r + Y_1.F_a$

si $\frac{F_a}{F_r} > e$ alors $P = 0{,}67.F_r + Y_2.F_a$

avec
- $e = 1{,}5.\tan(\alpha)$
- $Y_1 = 0{,}45.\text{cotan}(\alpha)$
- $Y_2 = 0{,}67.\text{cotan}(\alpha)$

les valeurs de e, Y_1 et Y_2 sont indiquées dans les tableaux de dimensions avec d, D, b et r.

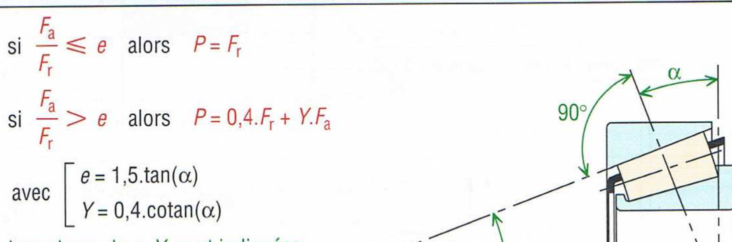
roulements à rouleaux coniques

si $\frac{F_a}{F_r} \leqslant e$ alors $P = F_r$

si $\frac{F_a}{F_r} > e$ alors $P = 0{,}4.F_r + Y.F_a$

avec
- $e = 1{,}5.\tan(\alpha)$
- $Y = 0{,}4.\text{cotan}(\alpha)$

les valeurs de e, Y sont indiquées dans les tableaux de dimensions avec d, D, b et r.



roulements à deux rangées

si $\frac{F_a}{F_r} \leqslant e : P = F_r + Y_1.F_a$

si $\frac{F_a}{F_r} > e : P = 0{,}67.F_r + Y_2.F_a$

avec
- $e = 1{,}5.\tan(\alpha)$
- $Y_1 = 0{,}45.\text{cotan}(\alpha)$
- $Y_2 = 0{,}67.\text{cotan}(\alpha)$

mêmes valeurs que rotules sur rlx

roulements à billes à contact oblique

α degrés	e	roulements à une rangée et roulements en tandem (duplex T) — si $\frac{F_a}{F_r} \leqslant e$ — X	Y	si $\frac{F_a}{F_r} > e$ — X	Y	roulements à deux rangées et duplex en X et en O — si $\frac{F_a}{F_r} \leqslant e$ — X	Y	si $\frac{F_a}{F_r} > e$ — X	Y
20	0,57	1	0	0,43	1,00	1,0	1,09	0,70	1,63
25	0,68	1	0	0,41	0,87	1,0	0,92	0,67	1,41
30	0,80	1	0	0,39	0,76	1,0	0,78	0,63	1,24
35	0,95	1	0	0,37	0,66	1,0	0,66	0,60	1,07
40 *	1,14	1	0	0,35	0,57	1,0	0,55	0,57	0,93
45	1,33	1	0	0,33	0,50	1,0	0,47	0,51	0,81

* la valeur $\alpha = 40°$ est la plus courante ; pour les angles $\alpha < 20°$ les valeurs de e et y dépendent de $\frac{F_a}{C_0}$.

V - Capacité de charge statique C_0 et charge statique équivalente P_0

Pour un roulement chargé à l'arrêt, ou dans le cas de mouvements de faible amplitude et de petites oscillations, C_0 représente la charge statique limite à ne pas dépasser. Au-delà de cette charge, les déformations des éléments roulants deviennent inadmissibles.
La plupart des fabricants admettent une déformation maximale admissible égale à 0,0001 du diamètre moyen de l'élément roulant (conformément à l'ISO 76).
C_0 est une grandeur caractéristique du roulement indiquée dans les catalogues de fabricants en même temps que d, D, B, C…

Comme C, C_0 est une charge radiale pure. Si le roulement est soumis à une charge combinée F_a plus F_r, il est nécessaire de calculer au préalable la charge statique équivalente P_0 (analogie avec P).

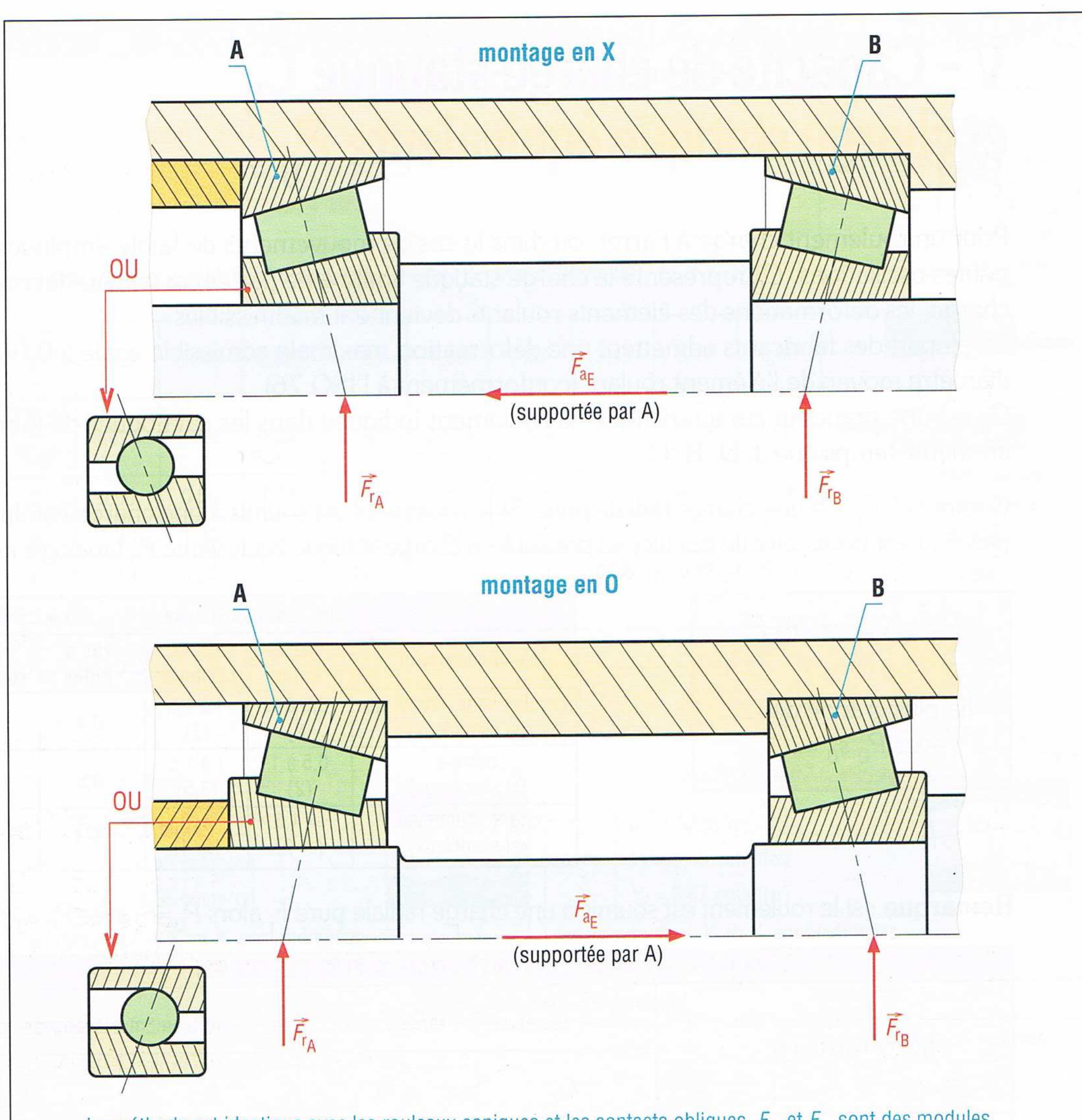
$$P_0 = X_0.F_r + Y_0.F_a$$
ou $P_0 = F_r$
(la plus grande des 2)
avec $P_0.s_0 \leqslant C_0$

s_0	rlts à faibles vitesses		rlts à l'arrêt	
fonctionnement	rlts à billes	rlts à rouleaux	rlts à billes	rlts à rouleaux
régulier sans vibrations (si silencieux)	0,5 à 1 (2)	1 à 1,5 (3)	0,4	0,8
normal (si silencieux)	0,5 à 1 (2)	1 à 1,5 (3,5)	0,5	1
chocs prononcés (si silencieux)	⩾ 1,5 (⩾ 2)	⩾ 3 (⩾ 4)	⩾ 1	⩾ 2

Remarque : si le roulement est soumis à une charge radiale pure F_r alors P_0=F_r avec $P_0.s_0 \leqslant C_0$.

Valeurs normalisées des coefficients X_0 et Y_0 (NF ISO 76)

type de roulements			roulement à 1 rangée		roulement à 2 rangées	
			X_0	Y_0	X_0	Y_0
roulements à billes	à contact radial		0,6	0,5	0,6	0,5
	à rotules		0,5	0,22.cotan α	1	0,44.cotan α
	à contact oblique	α = 15°	0,5	0,46	1	0,92
		α = 20°	0,5	0,42	1	0,84
		α = 25°	0,5	0,38	1	0,76
		α = 30°	0,5	0,33	1	0,66
		α = 35°	0,5	0,29	1	0,58
		α = 40°	0,5	0,26	1	0,52
		α = 45°	0,5	0,22	1	0,44
roulements à rouleaux	à rouleaux coniques		0,5	0,22.cotan α	1	0,44.cotan α
	à rotules		0,5	0,22.cotan α	1	0,44.cotan α



La méthode est identique avec les rouleaux coniques et les contacts obliques. F_{r_A} et F_{r_B} sont des modules.

Méthode de calcul ISO		
	cas 1	**cas 2**
condition à vérifier	$\frac{0{,}5\,F_{r_A}}{Y_A} \leqslant F_{a_E} + \left[\frac{0{,}5\,F_{r_B}}{Y_B}\right]$	$\frac{0{,}5\,F_{r_A}}{Y_A} > F_{a_E} + \left[\frac{0{,}5\,F_{r_B}}{Y_B}\right]$
charges axiales totales	$F_{a_A} = F_{a_E} + \frac{0{,}5\,F_{r_B}}{Y_B}$ $F_{a_B} = \frac{0{,}5\,F_{r_B}}{Y_B}$	$F_{a_A} = \frac{0{,}5\,F_{r_A}}{Y_A}$ $F_{a_B} = \frac{0{,}5\,F_{r_A}}{Y_A} - F_{a_E}$
charges équivalentes P_A et P_B	$P_B = F_{r_B}$ si $\frac{F_{a_A}}{F_{r_A}} > e_A$ alors $P_A = 0{,}4\,F_{r_A} + Y_A.F_{a_A}$ si $\frac{F_{a_A}}{F_{r_A}} \leqslant e_A$ alors $P_A = F_{r_A}$	$P_A = F_{r_A}$ si $\frac{F_{a_B}}{F_{r_B}} > e_B$ alors $P_B = 0{,}4\,F_{r_B} + Y_B.F_{a_B}$ si $\frac{F_{a_B}}{F_{r_B}} \leqslant e_B$ alors $P_B = F_{r_B}$

5. Méthode de calcul ISO. Pour appliquer la méthode, appeler A le roulement supportant F_{a_E}.

VI - Calcul des roulements

Données nécessaires : F_a, F_r et N, la vitesse de rotation. La durée de vie L_{10} dépend de ces paramètres.
Autres paramètres usuels : diamètre minimal d_{mini} de l'arbre, fourni par la résistance des matériaux, et D_{maxi}, qui résulte de l'encombrement général et de la place disponible.
Faire le choix d'un type de roulement ou du moins en limiter le nombre.

1. Calculs de vérification

Ils sont destinés à vérifier la durée de vie d'un roulement dont les dimensions (d, D, B, C, C_0, e, Y…) sont connues.

2. Calculs de détermination

L'objectif est de choisir un roulement et ses dimensions connaissant une durée de vie souhaitée. Il est nécessaire de procéder par itération (calculs de vérification successifs à partir de roulements judicieusement choisis) avant d'envisager un choix définitif.
Il existe de nombreux logiciels d'assistance permettant d'effectuer rapidement ce type de calcul.

3. Cas des roulements à contact oblique et à rouleaux coniques

Pour ces roulements, le calcul de la charge axiale F_a présente une différence du fait de la géométrie particulière des bagues. Pour chaque roulement, l'action de la charge radiale F_r entraîne par « effet de cône », la création d'une charge axiale induite (F_{ai}) s'ajoutant ou se retranchant à celle déjà exercée par l'arbre (F_{aE}).
Dans la méthode de calcul normalisé ISO, $F_{ai} = 0{,}5.F_r/Y$. Cette méthode permet de calculer les charges axiales totales F_{aA} et F_{aB} résultant de F_{aE} et des charges axiales induites F_{ai}, puis de déduire les charges équivalentes P_A et P_B.
Les autres calculs (L_{10}…) ne sont pas différents de ceux des autres roulements.

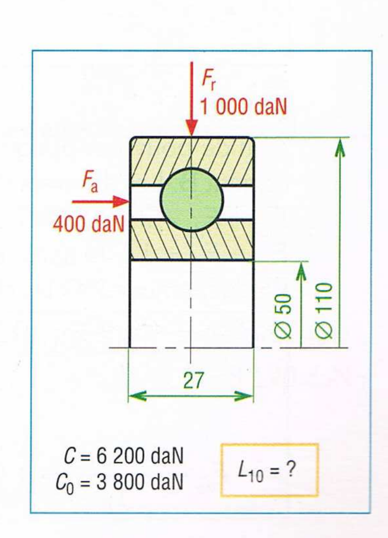
4. Exemples

Exemple 1

Un roulement à billes à contact radial de dimensions $d = 50$, $D = 110$, $B = 27$, $C = 6\,200$ daN, $C_0 = 3\,800$ daN, supporte la charge combinée $F_a = 400$ daN et $F_r = 1\,000$ daN. Quelle durée de vie peut-on attendre si la vitesse de rotation de l'arbre est de 150 tr/min ?

Solution

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{400}{1\,000} = 0{,}4 \quad \text{et} \quad \frac{F_a}{C_0} = \frac{400}{3\,800} = 0{,}105$$



Pour ces roulements les valeurs de e et Y dépendent de la valeur de F_a/C_0.
D'après le tableau page 296 : $F_a/C_0 = 0{,}105$ est située entre 0,084 et 0,110.
Par correspondance la valeur de e sera située entre 0,28 et 0,30 et celle de Y entre 1,45 et 1,55.
Les valeurs précisent sont obtenues par proportionnalité ou interpolation.

$$\frac{e-0{,}28}{0{,}30-0{,}28}=\frac{0{,}105-0{,}084}{0{,}110-0{,}084}=\frac{0{,}021}{0{,}026}=0{,}808 \quad \text{d'où} \quad e=0{,}296$$

$$\frac{1{,}55-Y}{1{,}55-1{,}45}=\frac{0{,}105-0{,}084}{0{,}110-0{,}084}=0{,}808 \quad \text{d'où} \quad Y=1{,}47$$

$$\frac{F_a}{F_r}=0{,}4>e \quad \text{d'où :}$$

$$P=X.F_r+Y.F_a=0{,}56.1000+1{,}47.400=1\,148 \text{ daN}$$

$$L_{10}=(C/P)^n=(6\,200/1148)^3=157{,}5 \text{ (millions de tours)}$$

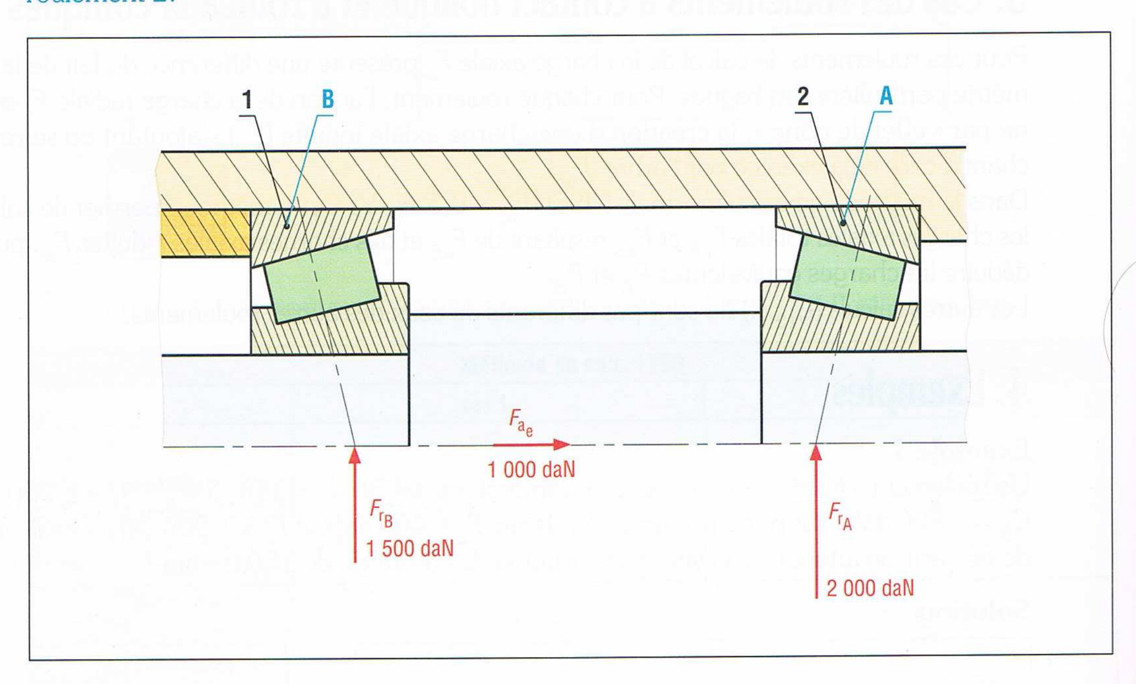
$$L_{10H}=157{,}5.10^6/60.150=17\,500 \text{ heures}$$

Exemple 2

Déterminer la durée de vie L_{10E} d'un montage de deux roulements à rouleaux coniques 1 et 2, montés en X, tel que F_{r1} = 1 500 daN, F_{r2} = 2 000 daN et F_{ae} = 1 000 daN. L'effort axial F_{ae} est supporté par le roulement 2.

Dimensions : d = 60, D = 95, B = 27, C = 7 850 daN, C_0 = 7 650 daN, e = 0,33, Y = 1,83 pour le roulement 1

d = 90, D = 140, B = 39, C = 18 600 daN, C_0 = 19 600 daN, e = 0,27, Y = 2,2 pour le roulement 2.



Solution

Afin de pouvoir appliquer la méthode ISO, le roulement 2 est baptisé A et le roulement 1 devient B. Les données deviennent alors :

$F_{rA} = F_{r2}$ = 2 000 daN ; e_A = 0,27 ; Y_A = 2,2 ; C_A = 18 600 daN

$F_{rB} = F_{r1}$ = 1 500 daN ; e_B = 0,33 ; Y_B = 1,83 ; C_B = 7 850 daN

Par la méthode ISO les charges axiales induites sont :

$$\frac{0{,}5.F_{rA}}{Y_A}=\frac{0{,}5\times 2\,000}{2{,}2}=454{,}5 \quad \text{et} \quad \frac{0{,}5.F_{rB}}{Y_B}=\frac{0{,}5\times 1\,500}{1{,}83}=409{,}8$$

$$F_{ae}+\frac{0{,}5.F_{rB}}{Y_B}=1\,000+409{,}8 \quad \text{est supérieur à} \quad \frac{0{,}5.F_{rA}}{Y_A}=454{,}5$$

C'est le cas d'application n° 1 de la méthode. Les charges axiales F_a et les charges équivalentes P sur les roulements sont :

$$F_{aA} = F_{ae} + \frac{0{,}5.F_{rB}}{Y_B} = 1\ 409{,}8 \text{ daN} \quad \text{et} \quad F_{aB} = \frac{0{,}5.F_{rB}}{Y_B} = 409{,}8 \text{ daN}$$

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = \frac{409{,}8}{1\ 500} = 0{,}273 < e_B\ (= 0{,}33) \quad \text{d'où} \quad P_B = F_{rB} = 1\ 500 \text{ daN}$$

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = \frac{1\ 409{,}8}{2\ 000} = 0{,}705 > e_A\ (= 0{,}27)$$

$$P_A = 0{,}4.F_{rA} + Y_A.F_{aA} = 800 + 3\ 101{,}5 = 3\ 901{,}5 \text{ daN}$$

Durées de vie correspondantes :

$$L_{10A} = \left(\frac{C_A}{P_A}\right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{18\ 600}{3\ 901{,}5}\right)^{\frac{10}{3}} = 182{,}4$$

$$L_{10B} = \left(\frac{C_B}{P_B}\right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{7\ 850}{1\ 500}\right)^{\frac{10}{3}} = 248{,}8$$

$$L_{10E} = \left[\left(\frac{1}{182{,}4}\right)^{1{,}5} + \left(\frac{1}{248{,}8}\right)^{1{,}5}\right]^{-\frac{1}{1{,}5}} = 131{,}7$$

L_{10EH} = 21 950 heures (pour 100 tr/min)

VII - Exercices

Exercice 1

Reprendre les données de l'exemple 1 page 299 avec un roulement à contact oblique à deux rangées de billes, $d = 50$, $D = 110$ **(voir autres caractéristiques page 304)**.
Déterminer la durée de vie du roulement.

Réponse : $L_{10} = 235{,}3$; $L_{10\,H}$ = 26 146 heures.

Exercice 2

Reprendre les données de l'exemple 1 page 299 avec un roulement à rotule sur rouleaux, $d = 50$, $D = 110$ **(voir autres caractéristiques page 308)**.
Déterminer la durée de vie du roulement.

Réponse : $L_{10} = 3\ 197$; $L_{10\,H}$ = 355 240 heures.

Exercice 3

Reprendre les données de l'exemple 2 page 300 avec F_{rA} = 1 000 daN ; F_{rB} = 900 daN ; F_{aE} = 400 daN ; N = 500 tr/min ; C_A = 9 500 daN ; $e_A = 0{,}43$; $Y_A = 1{,}38$; C_B = 8 190 daN ; $e_B = 0{,}46$; $Y_B = 1{,}31$.
Déterminer les durées de vie des roulements et celle de l'ensemble.

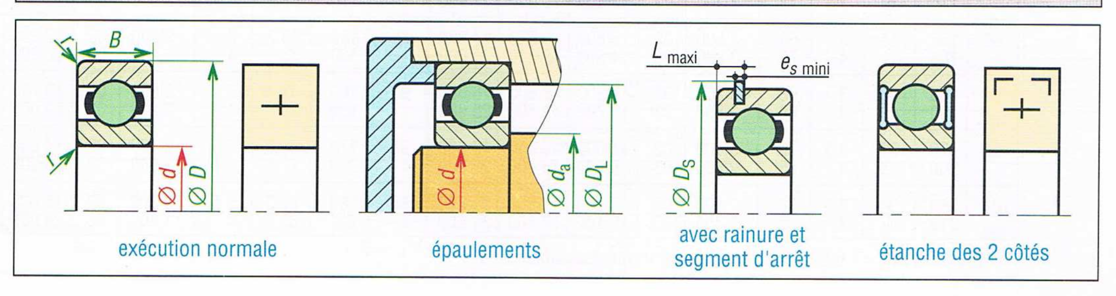
Réponse : $L_{10\,A}$ = 18 545 heures ; $L_{10\,B}$ = 65 550 heures ; $L_{10\,E}$ = 16 890 heures.

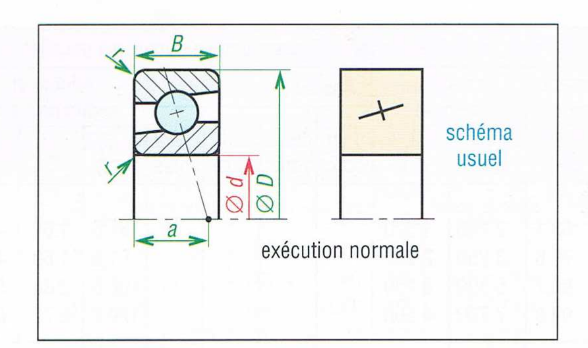
Roulements à une rangée de billes et à contact radial

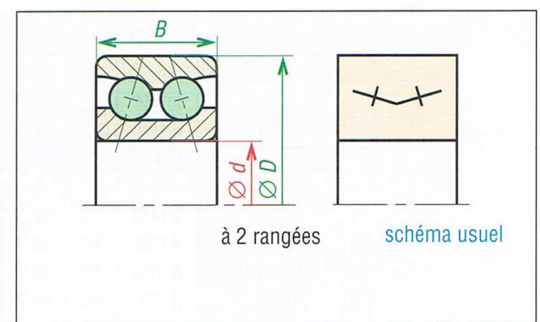
exécution normale										exécutions particulières usuelles						
dimensions principales				vitesse limite tr/min graisse	série de base	épaulements en mm		charges de base		flasques		joints		rainure et segment d'arrêt		
d mm	D mm	B mm	r mm			d_a maxi	D_L mini	C daN	C_0 daN	d'un côté	des 2 côté	d'un côté	des 2 côtés	D_s	e_s	L
3	9	3	0,3	40 000	10			50	20	*	*	*	*			
	10	4	0,3	40 000	02	5,1	7,9	70	25	*	*	*	*			
4	13	5	0,4	38 000	02	5,7	11,4	130	50	*	*	*	*			
	16	5	0,5	36 000	03	6,5	12,5	190	70	*	*	*	*			
5	16	5	0,5	36 000	02	7,1	13,9	190	75	*	*	*	*			
	19	6	0,5	32 000	03	8,0	15,5	245	105	*	*	*	*			
6	19	6	0,5	32 000	02	8,1	16,9	245	105	*	*	*	*			
7	19	6	0,5	30 000	10	9,2	16,9	245	105	*	*	*	*			
	22	7	0,5	30 000	02	10,5	19,8	330	135	*	*	*	*			
8	22	7	0,5	30 000	10	10,5	19,3	330	135	*	*	*	*			
9	24	7	0,5	30 000	10	11,5	21,9	365	165	*	*	*	*			
	26	8	1	28 000	02	13,1	21,9	460	196	*	*	*	*			
10	26	8	0,5	28 000	10	12,8	23,6	460	196	*	*	*	*			
	30	9	1	26 000	02	14,6	25,8	600	265	*	*	*	*	34,7	1,02	3,18
	35	11	1	26 000	03	16,6	29,2	810	345	*	*	*	*	39,7	1,02	3,18
12	28	8	0,5	26 000	10	14,8	25,6	510	240	*	*	*	*			
	32	10	1	24 000	02	16,5	27,9	690	310	*	*	*	*	36,7	1,02	3,18
	37	12	1,5	20 000	03	18,1	31,3	970	420	*	*	*	*	41,3	1,02	3,18
15	32	9	0,5	23 000	10	18,3	29,1	560	285	*	*	*	*	36,7	1,02	3,18
	35	11	1	20 000	02	19,6	31,0	770	375	*	*	*	*	39,7	1,02	3,18
	42	13	1,5	18 000	03	21,2	36,1	1 130	540	*	*	*	*	46,3	1,02	3,18
17	35	10	0,5	22 000	10	20,7	31,7	600	325	*	*	*	*	39,7	1,02	3,18
	40	12	1	18 000	02	22,4	35,0	960	475	*	*	*	*	44,6	1,02	3,18
	47	14	1,5	16 000	03	24,5	40,3	1 350	660	*	*	*	*	52,7	1,02	3,58
	62	17	2	12 000	04	30,3	48,7	2 270	1 080	*	*			67,7	1,60	4,98
20	42	12	0,5	18 000	10	25,1	37,1	940	500	*	*	*	*	46,3	1,02	3,18
	47	14	1,5	15 000	02	26,2	41,1	1 280	660	*	*	*	*	52,7	1,02	3,58
	52	15	2	14 000	03	27,9	44,5	1 590	790	*	*	*	*	57,9	1,02	3,58
	72	19	2	10 000	04	37,4	69,6	2 950	1 550	*	*			78,6	1,60	4,98
25	47	12	0,5	16 000	10	30,1	42,1	1 010	590	*	*	*	*	52,7	1,02	3,18
	52	15	1,5	14 000	02	31,4	46,3	1 400	790	*	*	*	*	57,9	1,02	3,58
	62	17	2	12 000	03	34,9	53,1	2 370	1 220	*	*	*	*	67,7	1,60	4,98
	80	21	2,5	9 000	04	42,1	66,3	3 600	1 930	*	*			86,6	1,60	4,98
30	55	13	0,5	13 000	10	36,2	48,8	1 260	820	*	*	*	*	60,7	1,02	3,18
	62	16	1,5	10 000	02	38,0	54,6	1 950	1 130	*	*	*	*	67,7	1,60	4,98
	72	19	2	9 500	03	41,7	62,3	2 800	1 580	*	*	*	*	78,6	1,60	4,98
	90	23	2,5	8 000	04	47,0	73,0	4 350	2 380	*	*			96,5	2,36	5,74
35	62	14	0,5	11 000	10	41,2	56,2	1 600	1 030	*	*	*	*	67,7	1,60	3,78
	72	17	2	9 100	02	43,8	63,7	2 550	1 530	*	*	*	*	78,6	1,60	4,98
	80	21	2,5	8 500	03	46,4	68,4	3 350	1 910	*	*	*	*	86,6	1,60	4,98
	100	25	2,5	6 700	04	53,1	81,9	5 500	3 100	*	*			106,5	2,36	5,74
40	68	15	0,5	10 000	10	46,5	61,9	1 740	1 150	*	*	*	*	74,6	1,60	4,19
	80	18	2	8 500	02	49,8	70,7	2 900	1 790	*	*	*	*	86,6	1,60	4,98
	90	23	2,5	7 500	03	52,9	77,6	4 050	2 390	*	*	*	*	96,5	2,36	5,74
	110	27	3	6 300	04	59,6	90,4	6 400	3 650	*	*			116,6	2,36	5,74

exécution normale										exécutions particulières usuelles						
dimensions principales				vitesse limite tr/min graisse	série de base	épaulements en mm		charges de base		flasques		joints		rainure et segment d'arrêt		
d mm	D mm	B mm	r mm			d_a maxi	D_L mini	C daN	C_0 daN	d'un coté	des 2 cotés	d'un coté	des 2 cotés	D_s	e_s	L
45	75	16	1	9 000	10	52,3	68,1	2 100	1 520	*	*	*	*	81,6	1,60	4,19
	85	19	2	8 000	02	54,4	76,6	3 250	2 050	*	*	*	*	91,6	1,60	4,98
	100	25	2,5	6 700	03	59,2	86,7	5 300	3 150	*	*	*	*	106,5	2,36	5,74
	120	29	3	5 600	04	66,2	99,8	7 700	4 500	*	*			129,7	2,72	6,88
50	80	16	1	8 500	10	57,3	73,1	2 180	1 660	*	*	*	*	86,6	1,60	4,19
	90	20	2	7 500	02	59,4	81,1	3 500	2 320	*	*	*	*	96,5	2,36	5,74
	110	27	3	6 000	03	65,8	95,1	6 200	3 800	*	*	*	*	116,6	2,36	5,74
	130	31	3,5	5 000	04	72,2	107,8	9 200	5 400	*	*			139,7	2,72	6,88
55	90	18	1	7 500	10	63,3	82,5	2 850	2 130	*	*	*	*	96,5	2,36	5,33
	100	21	2,5	6 700	02	65,9	89,6	4 350	2 900	*	*	*	*	106,5	2,36	5,74
	120	29	3	5 300	03	72,1	103,4	7 200	4 500	*	*	*	*	129,7	2,72	6,88
	140	33	3,5	4 800	04	76,9	118,1	10 000	6 200	*	*			149,7	2,72	7,72
60	95	18	1	7 000	10	68,3	87,5	2 950	2 320	*	*	*	*	101,6	2,36	5,33
	110	22	2,5	6 000	02	70,9	98,7	5 200	3 600	*	*	*	*	116,6	2,36	5,74
	130	31	3	5 000	03	78,7	111,8	8 200	5 200	*	*	*	*	139,7	2,72	6,88
	150	35	3,5	4 300	04	84,0	125,5	10 900	7 000	*	*			159,7	2,72	7,72
65	100	18	1	6 700	10	73,3	92,5	3 050	2 500	*	*	*	*	106,5	2,36	5,33
	120	23	2,5	5 300	02	78,1	106,7	5 700	4 000	*	*	*	*	129,7	2,72	6,88
	140	33	3,5	4 600	03	85,2	120,3	9 300	6 000	*	*	*	*	149,7	2,72	7,72
	160	37	3,5	4 000	04	90,0	134,0	11 800	7 900	*	*			169,7	2,72	7,72
70	110	20	1	6 000	10	79,8	101,0	3 600	2 850	*	*	*	*	116,6	2,36	5,33
	125	24	2,5	5 000	02	84,0	111,8	6 200	4 400	*	*	*	*	134,7	2,72	6,88
	150	35	3,5	4 500	03	91,8	128,7	10 400	6 800	*	*	*	*	159,7	2,72	7,72
	180	42	4	3 600	04	99,7	150,3	14 400	10 300	*	*			192,9	3,00	8,79
75	115	20	1	5 600	10	84,8	106,0	3 950	3 350	*	*	*	*	121,6	2,36	5,33
	130	25	2,5	4 800	02	87,4	117,2	6 600	4 950	*	*	*	*	139,7	2,72	6,88
	160	37	3,5	4 000	03	98,3	137,2	11 300	7 700	*	*	*	*	169,7	2,72	7,72
	190	45	4	3 400	04	107,2	157,7	15 300	11 400	*	*			202,9	3,00	8,79
80	125	22	1	5 300	10	91,4	114,4	4 750	3 950	*	*	*	*	134,7	2,72	5,69
	140	26	3	4 500	02	95,6	126,2	7 300	5 300	*	*	*	*	149,7	2,72	7,72
	170	39	3,5	3 800	03	104,9	145,6	12 300	8 600	*	*	*	*	182,8	3,00	8,79
	200	48	4	3 200	04	117,0	167,0	16 300	12 500	*	*			212,9	3,00	8,79
85	130	22	1	5 000	10	96,4	119,4	4 950	4 300	*	*	*	*	139,7	2,72	5,69
	150	28	3	4 300	02	102,6	137,9	8 300	6 400	*	*	*	*	159,7	2,72	7,72
	180	41	4	3 400	03	111,4	154,1	13 300	9 700	*	*	*	*	192,9	3,00	8,79
	210	52	4	3 000	04			16 400	13 400	*	*					
90	140	24	1,5	4 500	10	102,9	127,9	5 800	4 950	*	*	*	*	149,7	2,72	6,53
	160	30	3	4 000	02	107,1	142,5	9 600	7 100	*	*	*	*	169,7	2,72	7,72
	190	43	4	3 400	03	117,8	163,0	14 300	10 700	*	*	*	*	202,9	3,00	8,79
	225	54	5	2 800	04			19 300	16 300	*	*					

e_s est une cote mini (e_s maxi = e_s+ 0,1 mm), D_s et L sont des cotes maxi







Charge dynamique équivalente	
angle de contact $\alpha = 40°$ roulement à une rangée	
pour $(F_a / F_r) \leqslant 1{,}14$	$P = F_r$
pour $(F_a / F_r) > 1{,}14$	$P = 0{,}35.F_r + 0{,}57.F_a$

Charge dynamique équivalente	
angle de contact $\alpha = 30°$ roulement à deux rangées	
pour $(F_a / F_r) \leqslant 0{,}80$	$P = F_r + 0{,}78.F_a$
pour $(F_a / F_r) > 0{,}80$	$P = 0{,}63.F_r + 1{,}24.F_a$

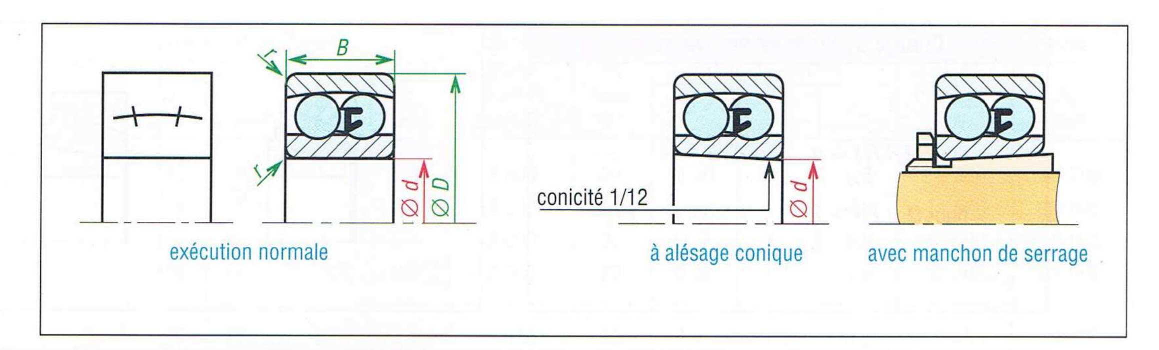
Roulements à contact oblique à une rangée $\alpha = 40°$

dimensions principales					vitesse limite	série de base	charges de base		
d mm	D mm	B mm	r mm	a mm	tr/min graisse	N°	C daN	C_0 daN	C_e daN duplex
10	30	9	1	13	20 000	02	500	240	810
12	32	10	1	14	19 000	02	700	350	1 140
15	35 42	11 13	1 1	16 19	18 000 14 000	02 03	810 1 000	430 500	1 310 1 625
17	40 47	12 14	0,6 1,5	18 21	15 000 12 000	02 03	990 1 480	550 800	1 610 2 405
20	47 52	14 15	1,5 2	21 23	13 000 11 000	02 03	1 330 1 730	760 970	2 160 2 810
25	52 62	15 17	1,5 2	24 27	14 000 7 500	02 03	1 480 2 440	940 1 470	2 400 3 970
30	62 72	16 19	1,5 2	27 31	10 000 7 500	02 03	2 050 3 100	1 350 1 990	3 350 5 050
35	72 80	17 21	2 2,5	31 35	8 000 7 000	02 03	2 700 3 650	1 840 2 410	4 400 6 000
40	80 90	18 23	2 2,5	34 39	7 000 6 500	02 03	3 200 4 500	2 300 3 000	5 200 7 300
45	85 100	19 25	2 2,5	37 43	6 500 5 500	02 03	3 600 5 800	2 650 4 000	5 900 9 500
50	90 110	20 27	2 3	39 47	6 000 5 000	02 03	3 750 6 800	2 850 4 800	6 100 11 100
55	100 120	21 29	2,5 3	43 51	5 500 4 500	02 03	4 650 7 900	3 600 5 600	7 500 12 800
60	110 130	22 31	2,5 2,5	47 56	5 000 4 300	02 03	5 600 9 000	4 450 6 500	9 100 14 600
65	120 140	23 33	2,5 3,5	50 60	4 500 4 000	02 03	6 400 10 250	5 300 7 550	10 400 16 600
70	125 150	24 35	2,5 3,5	53 64	4 300 3 600	02 03	6 900 11 450	5 800 8 600	11 200 18 600
75	130 160	25 37	2,5 3,5	56 68	4 000 3 400	02 03	7 200 12 400	6 200 9 750	11 700 20 200
80	140 170	26 39	3 3,5	59 72	3 700 3 200	02 03	8 050 13 500	6 900 10 900	13 100 21 900
85	150 180	28 41	3 4	64 76	3 500 3 000	02 03	8 600 14 500	7 550 12 200	14 000 23 600
90	160 190	30 43	3 4	68 80	3 200 2 800	02 03	10 200 15 700	8 800 13 500	16 600 25 500
95	170 200	32 45	3,5 4	72 85	3 000 2 600	02 03	11 600 16 600	10 000 15 000	18 800 27 000
100	180 215	34 47	3,5 4	76 90	2 800 2 400	02 03	13 000 19 100	11 500 17 700	21 200 31 000

Roulements à contact oblique à 2 rangées $\alpha = 30°$

dimensions principales				vitesse limite	série de base	charges de base	
d mm	D mm	B mm	r mm	tr/min graisse	N°	C daN	C_0 daN
10	30	14	1	16 000	02	780	520
12	32	15,9	1	15 000	02	1 070	640
15	35 42	15,9 19	1 1	13 000 11 000	02 03	1 180 1 620	710 1 050
17	40 47	17,5 22,2	0,6 1,5	11 000 10 000	02 03	1 460 2 090	900 1 500
20	47 52	20,6 22,2	1,5 2	9 700 9 000	02 03	1 960 2 460	1 250 1 830
25	52 62	20,6 25,4	1,5 2	8 400 7 500	02 03	2 240 3 400	1 820 2 650
30	62 72	23,8 30,2	1,5 2	7 100 6 400	02 03	3 200 4 800	2 700 3 800
35	72 80	27 34,9	2 2,5	6 100 5 700	02 03	4 350 6 100	3 750 4 950
40	80 90	30,2 36,5	2 2,5	5 400 5 000	02 03	5 300 7 100	4 650 6 300
45	85 100	30,2 39,7	2 2,5	5 000 4 500	02 03	4 800 6 900	3 700 5 100
50	90 110	30,2 44,4	2 3	4 600 4 100	02 03	5 100 8 100	4 200 6 200
55	100 120	33,3 49,2	2,5 3	4 200 3 700	02 03	6 600 11 900	6 900 11 300
60	110 130	36,5 54	2,5 2,5	3 800 3 400	02 03	8 400 13 700	8 500 13 300
65	120 140	38,1 58,7	2,5 3,5	3 500 3 200	02 03	9 000 15 700	9 700 15 300
70	125 150	39,7 63,5	2,5 3,5	3 300 3 000	02 03	10 000 17 400	10 800 17 200
75	130 160	41,3 68,3	2,5 3,5	3 200 2 800	02 03	9 900 18 400	10 900 18 200
80	140 170	44,4 68,3	3 3,5	3 000 2 600	02 03	11 900 20 300	13 300 20 500
85	150 180	49,2 73	3 4	2 800 2 400	02 03	12 900 22 000	14 600 23 000
90	160 190	52,4 73	3 4	2 600 2 200	02 03	13 700 24 000	16 500 24 000
95	170 200	55,6 77,8	3,5 4	2 400 2 000	02 03	14 600 26 000	18 500 29 000
100	180 215	60,3 82,6	3,5 4	2 200 1 800	02 03	16 000 28 000	20 000 31 500

Remarques : $C_e = 1{,}625.C$ et $C_{0e} = 2C_0$ pour montages duplex X, O, T



Charge dynamique équivalente

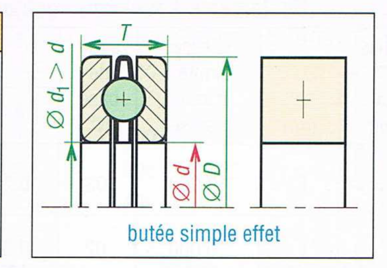
pour $(F_a / F_r) \leqslant e$

$$P = F_r + Y_1 . F_a$$

pour $(F_a / F_r) > e$

$$P = 0{,}65 . F_r + Y_2 . F_a$$

(rotule)



Charge dynamique équivalente

$$P = F_a$$

(dans tous les cas)

(butée)

Roulements à rotule sur bille

dimensions principales				vitesse limite	série de base	charges et cœfficients de base				
d mm	D mm	B mm	r mm	tr/min graisse	N°	C daN	C_0 daN	e	Y_1	Y_2
10	30 30	9 14	0,6 1	23 000 22 000	02 22	570 760	120 170	0,33 0,31	1,9 2,0	3 3,1
12	32 37	10 12	0,6 1	22 000 18 000	02 03	570 980	140 230	0,31 0,33	2,0 1,8	3,1 2,9
15	35 42	11 13	0,6 1	19 000 17 000	02 03	770 980	200 265	0,33 0,33	1,9 1,9	3 3
17	40 47	12 14	0,6 1	17 000 14 000	02 03	810 1250	250 350	0,31 0,33	2,0 1,9	3,1 3
20	47 52	14 15	1 2	15 500 12 000	02 03	1 010 1 270	320 400	0,28 0,3	2,2 2,1	3,5 3,3
25	52 62	15 17	1 2	13 000 10 000	02 03	1 230 1 840	400 600	0,27 0,28	2,3 2,2	3,6 3,5
30	62 72	16 19	1 2	10 000 9 000	02 03	1 590 2 170	570 780	0,24 0,25	2,6 2,5	4,1 3,9
35	72 80	17 21	2 2,5	9 000 7 500	02 03	1 600 2 550	670 980	0,23 0,25	2,7 2,5	4,2 3,9
40	80 90	18 23	2 2,5	8 500 6 500	02 03	1 950 3 000	870 1 220	0,22 0,24	2,9 2,6	4,5 4,1
45	85 100	19 25	2 2,5	7 500 6 200	02 03	2 200 3 850	9 600 1 600	0,21 0,25	3 2,5	4,6 3,9
50	90 110	20 27	2 3	7 000 5 500	02 03	2 300 4 400	1 080 1 750	0,20 0,24	3,2 2,6	4,9 4,1
55	100 120	21 29	2,5 3	6 200 5 000	02 03	2 700 5 050	1 350 2 250	0,20 0,23	3,2 2,7	4,9 4,2
60	110 130	22 31	2,5 2,5	5 500 4 500	02 03	3 000 5 700	1 550 2 650	0,18 0,23	3,5 2,7	5,3 4,2
65	120 140	23 33	2,5 3,5	5 200 4 200	02 03	3 150 6 200	1 730 2 900	0,18 0,23	3,6 2,7	5,5 4,2
70	125 150	24 35	2,5 3,5	5 000 4 100	02 03	3 450 7 400	1 900 3 600	0,18 0,22	3,6 2,9	5,5 4,4
75	130 160	25 37	2,5 3,5	4 600 3 800	02 03	3 800 7 900	2 150 3 800	0,18 0,22	3,6 2,8	5,5 4,4
80	140 170	26 39	3 3,5	4 400 3 600	02 03	4 000 8 500	2 400 4 200	0,17 0,22	3,8 2,8	5,5 4,4
85	150 180	28 41	3 4	4 000 3 500	02 03	4 900 9 500	2 900 4 500	0,17 0,22	3,8 2,8	5,5 4,3
90	160 190	30 43	3 4	3 800 3 200	02 03	5 800 9 700	3 100 4 700	0,17 0,22	3,8 2,8	5,5 4,3
95	170 200	32 45	3,5 4	3 600 3 100	02 03	6 400 11 100	3 600 5 200	0,17 0,22	3,8 2,8	5,5 4,3
100	180 215	34 47	3,5 4	3 400 3 100	02 03	6 900 12 500	4 000 5 800	0,17 0,22	3,8 2,8	5,5 4,3

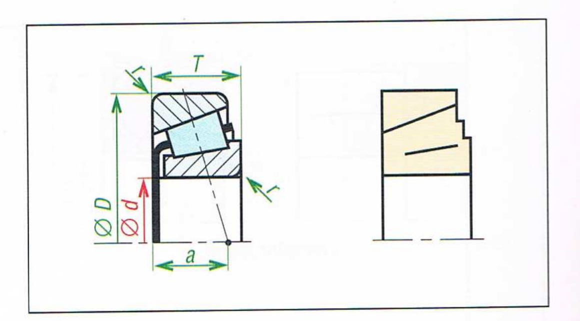
Butées à billes

dimensions principales				vitesse limite	série de base	charges de base	
d mm	D mm	T mm	r mm	tr/min graisse	N°	C daN	C_0 daN
10	24 26	9 11	0,5 1	7 200 6 000	11 12	870 1 080	880 1 060
12	26 28	9 11	0,5 1	7 100 6 000	11 12	905 1 120	1 000 1 220
15	28 32	9 12	0,5 1	7 000 5 600	11 12	1 020 1 520	1 200 1 640
17	30 35	9 12	0,5 1	7 000 5 600	11 12	1 100 1 560	1 440 1 880
20	35 40	10 14	0,5 1	6 300 5 000	11 12	1 450 2 160	1 970 2 600
25	42 47	11 15	1 1	5 300 4 500	11 12	1 760 2 700	2 750 3 600
30	47 52	11 16	1 1,5	5 000 4 000	11 12	1 820 2 850	3 150 4 350
35	52 62	12 18	1 1,5	4 700 3 500	11 12	1 950 3 850	3 800 5 800
40	60 68	13 19	1 1,5	4 200 3 200	11 12	2 600 4 200	5 100 7 000
45	65 73	14 20	1 1,5	4 000 3 000	11 12	2 700 4 500	5 700 8 200
50	70 78	14 22	1 1,5	3 800 2 800	11 12	2 800 4 600	6 400 8 800
55	78 90	16 25	1 1,5	3 300 2 500	11 12	3 350 6 700	7 900 12 300
60	85 95	17 26	1,5 1,5	3 200 2 400	11 12	4 000 7 100	9 500 14 100
65	90 100	18 27	1,5 1,5	3 000 2 400	11 12	4 050 7 300	10 000 15 000
70	95 105	18 27	1,5 1,5	2 800 2 200	11 12	4 200 7 400	10 900 16 000
75	100 110	19 27	1,5 1,5	2 700 2 200	11 12	4 300 7 500	11 800 17 100
80	105 115	19 28	1,5 1,5	2 700 2 100	11 12	4 350 7 600	12 300 18 200
85	110 125	19 31	1,5 1,5	2 700 1 900	11 12	4 450 9 200	13 300 21 700
90	120 135	22 35	1,5 2	2 400 1 700	11 12	5 800 12 900	16 600 28 500
100	135 150	25 38	1,5 2	2 100 1 600	11 12	8 300 15 800	23 000 34 500
110	145 160	25 38	1,5 2	2 000 1 500	11 12	8 400 16 500	25 000 39 000

Charge dynamique équivalente

pour $(F_a / F_r) \leq e$ $P = F_r$

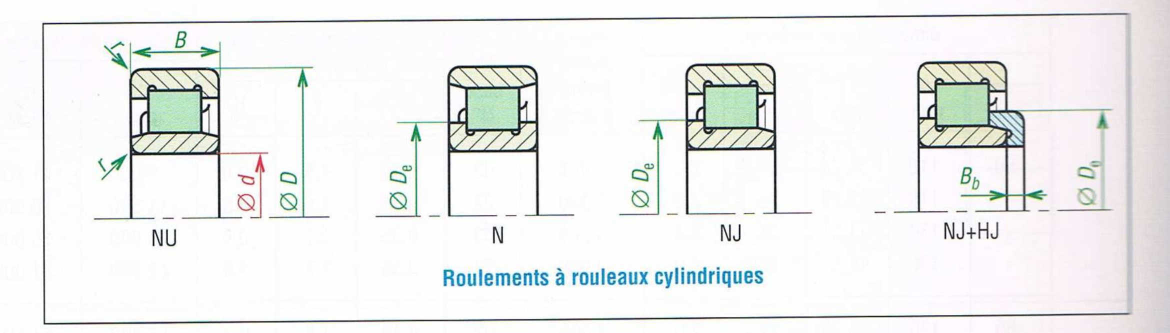
pour $(F_a / F_r) > e$ $P = 0{,}4.F_r + Y.F_a$



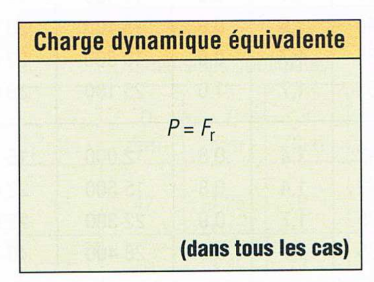
Roulements à rouleaux coniques

dimensions principales					vitesse limite tr/min graisse	série de base N°	coefficients pour les calculs			charges de base	
d mm	D mm	T mm	a mm	r mm			e	Y	Y_0	C daN	C_0 daN
15	42	14,25	9	1	10 000	03	0,28	2,1	1,1	2 200	1 450
17	40	13,25	17	1	10 000	02	0,35	1,7	0,9	1 800	2 000
	47	15,25	10,5	1	9 000	03	0,28	2,1	1,1	2 950	2 650
20	47	15,25	11	1	8 500	02	0,35	1,7	0,9	3 100	3 200
	52	16,25	11	1,5	8 000	03	0,30	2,0	1,1	2 550	3 300
	52	22,25	14	1,5	8 000	23	0,30	2,0	1,1	4 180	4 830
25	47	15,0	12	1	8 000	20	0,43	1,4	0,8	2 850	3 500
	52	16,25	12,5	1,5	7 500	02	0,37	1,6	0,9	3 600	3 950
	62	18,25	12,5	1,5	6 700	03	0,31	2,0	1,0	4 600	4 300
	62	25,25	16	1,5	6 000	23	0,30	2,0	1,1	6 030	7 230
30	62	17,25	14	1,5	6 300	02	0,37	1,6	0,9	4 600	4 900
	62	21,25	15	1,5	6 300	22	0,37	1,6	0,9	5 000	6 200
	72	20,75	16	1,5	5 600	03	0,31	1,9	1,1	5 500	6 100
	72	28,75	18	1,5	5 000	23	0,31	1,9	1,1	7 300	9 000
35	72	18,25	15	1,5	5 300	02	0,37	1,6	0,9	5 800	6 200
	72	24,25	18,5	1,5	5 300	22	0,37	1,6	0,9	7 000	8 200
	80	22,75	16,5	2,0	5 000	03	0,31	1,9	1,1	7 300	8 500
	80	32,75	20,5	2,0	4 500	23	0,31	1,9	1,1	10 000	12 300
40	80	19,75	16,5	2,0	4 800	02	0,37	1,6	0,9	7 800	8 800
	80	24,75	20	2,0	4 800	22	0,37	1,6	0,9	7 800	8 800
	90	25,25	19	2,0	4 500	03	0,35	1,7	1,0	8 900	9 600
	90	35,25	23	2,0	4 300	23	0,35	1,7	1,0	11 500	15 000
45	85	20,75	18	2,0	4 400	02	0,40	1,5	0,8	6 700	7 400
	85	24,75	21	2,0	4 300	22	0,40	1,5	0,8	8 100	9 800
	100	27,25	21	2,0	4 000	03	0,35	1,7	1,0	11 200	12 200
	100	38,25	25	2,0	3 800	23	0,35	1,7	1,0	13 200	17 200
50	90	21,75	19	2,0	4 000	02	0,42	1,4	0,8	7 600	8 900
	90	24,75	21	2,0	4 000	22	0,42	1,4	0,8	9 300	10 000
	110	29,25	23	2,5	3 500	03	0,35	1,7	1,0	12 400	13 400
	110	42,25	27,5	2,5	3 400	23	0,35	1,7	1,0	16 900	21 000
55	100	22,75	20	2,0	3 700	02	0,40	1,5	0,8	9 800	11 400
	100	26,75	24	2,0	3 600	22	0,40	1,5	0,8	10 500	14 100
	120	31,5	24,5	2,5	3 200	03	0,35	1,7	0,9	14 800	16 300
	120	45,5	30,0	2,5	3 200	23	0,35	1,7	1,0	20 600	27 500

dimensions principales					vitesse limite tr/min graisse	série de base N°	coefficients pour les calculs			charges de base	
d mm	*D* mm	*T* mm	*a* mm	*r* mm			*e*	*Y*	Y_0	*C* daN	C_0 daN
60	110	23,75	22	2,0	3 400	02	0,40	1,5	0,8	9 900	11 700
	110	29,75	25	2,0	3 300	22	0,40	1,5	0,8	11 500	16 000
	130	33,5	26	2,5	3 000	03	0,35	1,7	0,9	15 000	16 000
	130	48,5	32,5	3,0	2 900	23	0,35	1,7	1,0	22 300	31 000
65	120	24,75	23	2,0	3 000	02	0,40	1,5	0,8	11 400	14 600
	120	32,75	26,5	2,0	3 000	22	0,40	1,5	0,8	15 100	20 900
	140	36,0	28	3,0	2 700	03	0,35	1,7	0,9	19 800	22 200
	140	51,0	34	3,0	2 700	23	0,35	1,7	1,0	25 100	36 000
70	125	26,25	25	2,0	2 900	02	0,42	1,4	0,8	12 000	15 700
	125	33,25	28,5	2,0	2 800	22	0,42	1,4	0,8	15 600	22 400
	150	38,0	30	3,0	2 400	03	0,35	1,7	0,9	22 300	25 000
	150	54,0	36,5	3,0	2 400	23	0,35	1,7	0,9	28 400	40 700
75	115	25,0	25	1,5	2 900	20	0,46	1,3	0,7	10 800	17 000
	130	27,25	27	2,0	2 800	02	0,43	1,4	0,8	13 600	17 900
	130	33,25	30	2,0	2 700	22	0,44	1,4	0,8	16 600	22 700
	160	40,0	31	3,0	2 300	03	0,35	1,7	0,9	23 000	22 200
80	125	29,0	27	1,5	2 700	20	0,42	1,4	0,8	14 900	23 900
	140	28,25	28	2,5	2 500	02	0,42	1,4	0,8	15 000	18 700
	140	35,25	31	2,5	2 500	22	0,42	1,4	0,8	17 700	24 900
	170	42,5	33	3,0	2 200	03	0,35	1,7	0,9	27 000	30 500
85	130	29,0	28	1,5	2 600	20	0,44	1,4	0,8	15 100	23 500
	150	30,5	30	2,5	2 300	02	0,43	1,4	0,8	16 700	23 500
	150	38,5	35	2,5	2 300	22	0,42	1,4	0,8	20 500	30 500
	180	44,5	35	2,5	2 000	03	0,35	1,7	0,9	30 000	33 100
90	140	32,0	30	2,0	2 400	20	0,41	1,4	0,8	18 300	27 500
	160	32,5	31	2,5	2 200	02	0,43	1,4	0,8	19 400	23 600
	160	42,5	36	2,5	2 200	22	0,42	1,4	0,8	25 000	34 800
	190	46,5	36	2,5	1 800	03	0,35	1,7	0,9	32 000	35 000
95	145	32,0	31,5	2,0	2 300	20	0,44	1,4	0,8	18 600	28 500
	170	34,5	33	2,5	2 100	02	0,43	1,4	0,8	21 000	25 500
	170	45,5	38,5	3,0	2 100	22	0,42	1,4	0,8	30 000	40 500
	200	49,5	39	3,0	1 700	03	0,35	1,7	0,9	34 500	37 500
100	150	32,0	32,5	2,0	2 200	20	0,46	1,3	0,7	18 700	30 000
	180	37,0	36	2,5	2 000	02	0,43	1,4	0,8	24 000	29 500
	180	49,0	41	3,0	2 000	22	0,42	1,4	0,8	32 000	47 800
	215	51,5	40	3,0	1 700	03	0,35	1,7	0,9	38 000	41 000
105	160	35,0	34	2,5	2 000	20	0,44	1,3	0,7	21 800	34 500
	190	39,0	37	2,5	1 900	02	0,43	1,4	0,8	26 500	32 000
	190	53,0	44	3,0	1 900	22	0,42	1,4	0,8	35 500	51 600
	225	53,5	41	3,0	1 600	03	0,35	1,7	0,9	40 200	43 000
110	170	38,0	36,5	2,5	2 000	20	0,43	1,4	0,8	25 500	43 300
	200	41,0	39	2,5	1 800	02	0,43	1,4	0,9	29 000	33 500
	200	56,0	46	3,0	1 800	22	0,42	1,4	0,8	39 500	61 200
	240	54,5	43	3,0	1 600	03	0,35	1,7	0,8	44 600	47 000



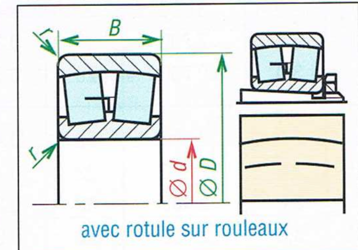
Roulements à rouleaux cylindriques



Charge dynamique équivalente

$P = F_r$

(dans tous les cas)



avec rotule sur rouleaux

Charge dynamique équivalente

pour $(F_a / F_r) \leq e$

$P = F_r + Y_1.F_a$

pour $(F_a / F_r) > e$

$P = 0{,}67.F_r + Y_2.F_a$

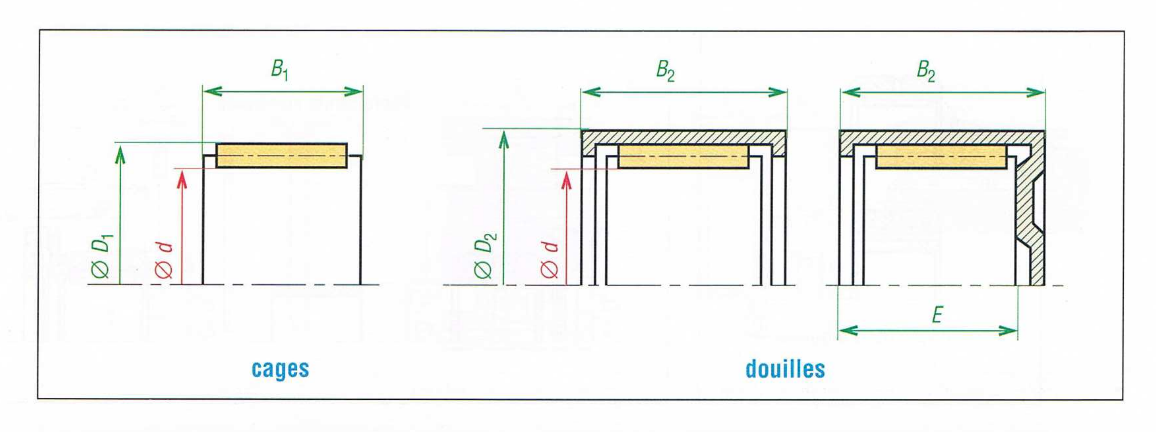
(rotule)

Roulements à rouleaux cylindriques (NU, N, NJ+HJ,...)

dimensions principales				vitesse limite	série de	autres dim. (mm)		charges de base	
d mm	D mm	B mm	r mm	tr/min graisse	base N°	D_e	B_b	C daN	C_0 daN
15	35	11	1	18 000	02	22		900	430
17	40	12	1,5	16 000	02	25,5		1 100	520
20	47 52	14 15	1,5 2	14 000 14 000	02 03	30 32	 4	2 800 3 500	2 450 2 950
25	52 62	15 17	1,5 2	12 000 10 000	02 03	35 39	 4	3 200 4 550	3 000 4 100
30	62 72	16 19	1,5 2	10 000 8 500	02 03	42 46	4 5	4 250 5 600	4 000 5 100
35	72 80	17 21	2 2,5	9 000 7 500	02 03	47,5 51	4 6	5 400 7 000	5 400 6 800
40	80 90	18 23	2 2,5	8 000 6 500	02 03	54 58,5	5 7	5 700 8 800	5 600 8 500
45	85 100	19 25	2 2,5	7 500 6 000	02 03	59 64	5 7	6 500 10 000	6 700 9 800
50	90 110	20 27	2 3	7 000 5 500	02 03	64,5 71	5 8	6 800 12 000	7 200 12 200
55	100 120	21 29	2,5 3	6 600 5 000	02 03	71 77	6 9	8 500 14 600	9 400 15 000
60	110 130	22 31	2,5 2,5	5 400 5 000	02 03	78,5 84	6 9	10 100 16 200	10 900 16 900
65	120 140	23 33	2,5 3,5	4 800 4 300	02 03	85 91	6 10	11 600 19 600	12 600 20 600
70	125 150	24 35	2,5 3,5	4 800 3 800	02 03	89,5 98	7 10	12 700 22 200	14 500 23 900
75	130 160	25 37	2,5 3,5	4 500 3 600	02 03	94 104	7 11	13 900 26 000	16 500 28 500
80	140 170	26 39	3 3,5	4 300 3 400	02 03	101 111	8 11	14 900 27 500	17 600 29 500
85	150 180	28 41	3 4	4 000 3 200	02 03	108 117	8 12	17 600 29 500	20 600 32 500
90	160 190	30 43	3 4	3 700 3 000	02 03	114 125	9 12	20 500 33 500	23 000 37 500
95	170 200	32 45	3,5 4	3 500 2 800	02 03	121 132	9 13	23 600 35 500	28 000 40 500
100	180 215	34 47	3,5 4	3 300 2 600	02 03	128 140	10 13	26 500 41 000	32 500 47 000
105	190 225	36 49	3,5 4	3 100 2 400	02 03	135 147	10 13	28 500 46 500	34 500 54 000
110	200 240	38 50	3,5 4	2 900 2 300	02 03	141 155	11 14	30 000 45 000	36 500 51 000

Roulements à rotule sur rouleaux

dimensions principales				vitesse limite	série de	coefficients pour les calculs			charges de base	
d mm	D mm	B mm	r mm	tr/min graisse	base N°	e	Y_1	Y_2	C daN	C_0 daN
20	52	15	2	9 000	03	0,31	2,2	3,3	3 500	2 950
25	52 62	18 17	1,5 2	8 800 6 700	22 03	0,34 0,29	2,0 2,3	3,0 3,5	4 400 4 400	4 300 4 100
30	62 72	20 19	1,5 2	7 500 6 000	22 03	0,31 0,28	2,1 2,4	3,2 3,6	5 800 5 600	6 100 5 400
35	72 80	23 21	2 2,5	6 300 5 200	22 03	0,30 0,27	2,2 2,5	3,3 3,7	7 800 7 000	8 800 7 000
40	80 90	23 33	2 2,5	5 800 4 500	22 23	0,28 0,37	2,4 1,8	3,6 2,7	9 000 13 300	10 000 14 700
45	85 100	23 36	2 2,5	5 300 3 900	22 23	0,26 0,37	2,6 1,8	3,9 2,7	9 400 16 200	10 800 18 200
50	90 110	23 40	2 3	5 000 3 500	22 23	0,24 0,37	2,8 1,8	4,2 2,7	10 100 19 700	11 800 22 600
55	100 120	25 43	2,5 3	4 500 3 300	22 23	0,24 0,37	2,8 1,8	4,2 2,7	12 000 23 400	14 200 26 500
60	110 130	28 46	2,5 2,5	4 000 3 000	22 23	0,24 0,36	2,8 1,9	4,2 2,8	14 600 27 000	17 400 31 000
65	120 140	31 48	2,5 3,5	3 800 2 700	22 23	0,24 0,34	2,8 2,0	4,2 3,0	17 700 29 000	21 600 33 000
70	125 150	31 51	2,5 3,5	3 500 2 500	22 23	0,23 0,34	2,9 2,0	4,4 3,0	18 400 33 000	23 100 38 500
75	130 160	31 55	2,5 3,5	4 300 2 400	22 23	0,22 0,34	3,0 2,0	4,6 3,0	19 100 38 500	24 000 45 500
80	140 170	33 58	3 3,5	3 200 2 200	22 23	0,22 0,34	3,0 2,0	4,6 3,0	22 000 42 500	28 000 51 000
85	150 180	36 60	3 4	3 000 2 100	22 23	0,22 0,33	3,0 2,0	4,6 3,0	25 500 46 500	32 000 56 000
90	160 190	40 64	3 4	2 700 2 000	22 23	0,23 0,33	2,9 2,0	4,3 3,0	30 500 53 000	39 000 64 000
95	170 200	43 67	3,5 4	2 500 1 900	22 23	0,24 0,33	2,8 2,1	4,2 3,1	34 500 58 000	44 500 70 000
100	180 215	46 73	3,5 4	2 300 1 800	22 23	0,25 0,34	2,7 2,0	4,1 3,0	38 000 68 000	48 500 84 000
110	200 240	53 80	3,5 4	2 100 1 600	22 23	0,25 0,34	2,7 2,0	4,1 3,0	48 000 80 000	64 000 99 000
120	215 260	58 86	3,5 4	2 000 1 300	22 23	0,25 0,35	2,7 1,9	4,0 2,9	56 000 80 000	76 000 102 000
130	230 280	64 93	3,5 4	1 800 1 200	22 23	0,26 0,35	2,6 1,9	3,9 2,9	66 000 93 000	93 000 120 000
140	250 300	68 102	3,5 4	1 600 1 100	22 23	0,26 0,35	2,6 1,9	3,9 2,9	61 000 109 000	81 000 144 000

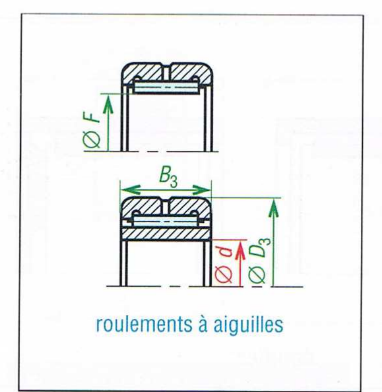


Douilles à aiguilles ($P = F_r$)

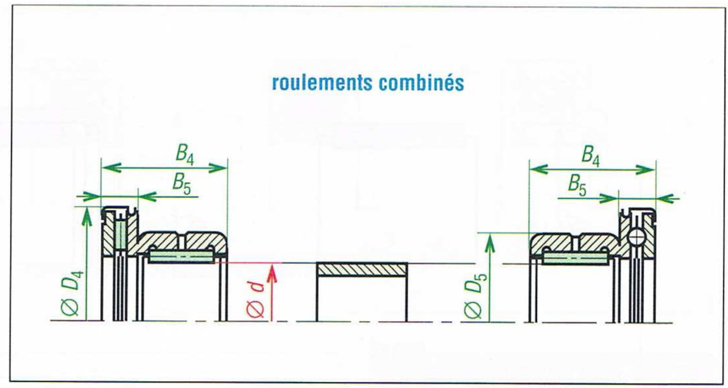
dimensions principales			vitesse limite tr/min	charges de base		
d mm	D_2 mm	B_2 mm		C daN	C_0 daN	E mm
3	6,5	6	48 000	123	84	5,2
4	8	8	41 000	178	131	6,4
5	9	9	38 000	240	199	7,4
6	10	9	37 000	285	260	7,4
7	11	9	31 000	310	295	7,4
8	12	10	29 000	380	395	8,4
9	13	10	25 000	425	465	8,4
10	14	10	24 000	440	510	8,4
10	14	12	24 000	680	880	10,4
12	16	10	21 000	495	620	8,4
14	20	12	18 000	710	850	9,3
15	21	12	16 000	790	940	9,3
15	21	16	16 000	1 050	1 440	13,3
18	24	16	14 000	1 160	1 730	13,3
20	26	16	13 000	1 270	2 010	13,3
20	26	20	13 000	1 570	2 600	17,3
22	28	16	11 000	1 340	2 210	13,3
25	32	16	10 000	1 560	2 400	13,3
25	32	20	10 000	1 990	3 300	17,3
30	37	16	8 500	1 720	2 900	13,3
30	37	20	8 500	2 190	3 950	17,3
35	42	16	7 500	1 870	3 350	13,3
35	42	20	7 500	2 380	4 600	17,3
40	47	16	6 500	2 000	3 850	13,3
40	47	20	6 500	2 550	5 200	17,3
45	52	16	6 000	2 130	4 300	13,3
45	52	20	6 000	2 700	5 900	17,3
50	58	20	5 500	3 100	6 300	17,3
50	58	25	5 500	3 850	8 400	22,3
55	63	20	4 800	3 150	6 700	17,3
55	63	28	4 800	4 400	10 300	25,3
60	68	20	4 400	3 350	7 500	17,3
		32	4 400	5 300	13 500	29,3

Cages à aiguilles ($P = F_r$)

dimensions principales			vitesse limite tr/min	charges de base		autres largeurs possibles (B_1)
d mm	D_1 mm	B_1 mm		C daN	C_0 daN	
3	5	7	50 000	154	129	9
4	7	7	43 000	233	184	10
5	8	8	39 000	235	192	10
6	9	8	37 000	260	228	10-13
7	10	8	34 000	285	265	10
8	11	10	32 000	395	410	13
9	12	10	31 000	450	500	13
10	13	10	29 000	475	550	13
12	15	10	27 000	490	610	13
14	18	13	25 000	820	1 010	10-15-17
15	19	13	24 000	850	1 090	10 - 17
16	20	13	23 000	890	1 180	10-17-20
18	22	13	22 000	920	1 270	10-17-20
20	24	13	21 000	980	1 430	10-17-20
22	26	13	20 000	1 040	1 590	10 - 17
25	29	13	18 000	1 490	2 600	10-17-20
30	35	17	15 000	1 960	3 400	13-17-27
35	40	17	13 000	2 080	3 850	13 - 27
40	45	17	12 000	2 140	4 150	27 - 17
45	50	17	10 000	2 250	4 600	13 - 27
50	55	20	9 500	2 650	6 000	30 - 25
55	60	20	8 500	2 850	6 600	30 - 25
60	65	20	8 000	2 950	7 200	30 - 25
65	70	20	7 500	3 050	7 700	30
70	76	20	6 500	3 600	8 600	30 - 25
75	81	20	6 500	3 750	9 400	30
80	86	20	6 000	3 850	9 800	30
85	92	20	5 500	4 450	10 800	30
90	98	27	5 000	6 100	15 000	30



roulements à aiguilles



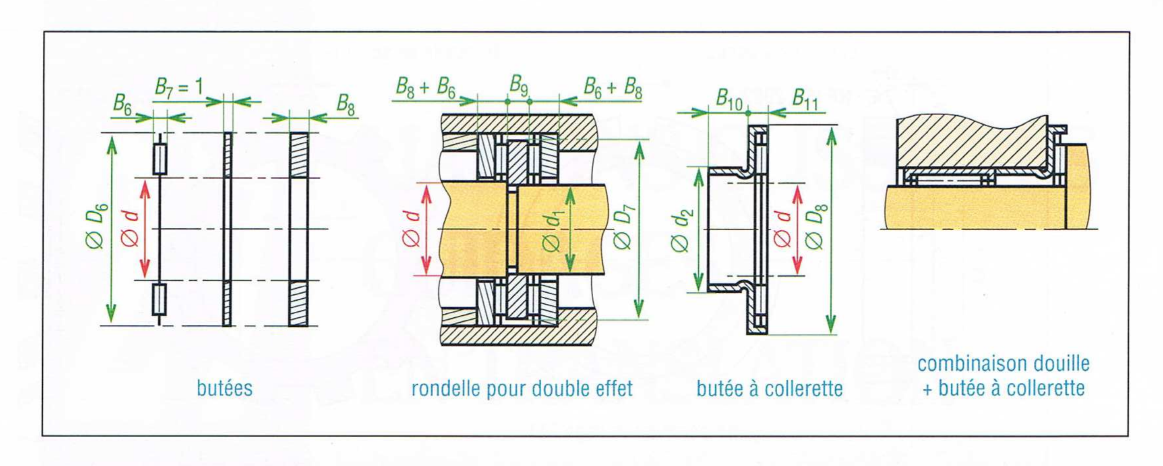
roulements combinés

Roulements à aiguilles ($P = F_r$)

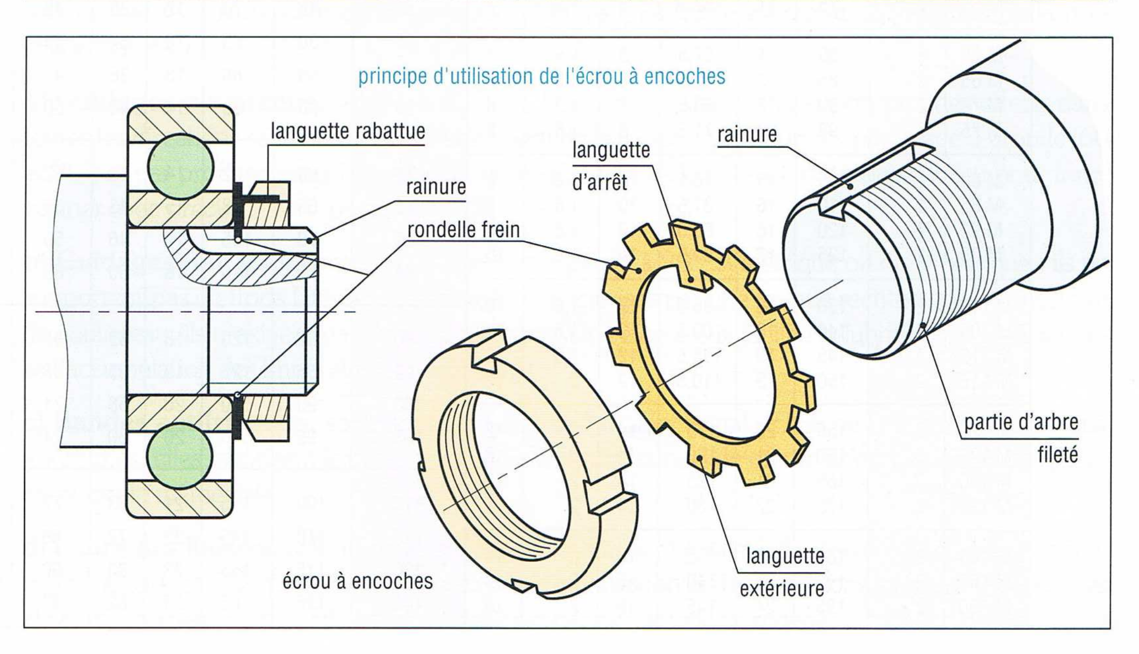
dimensions principales				vitesse limite tr/min	charges de base		autres largeurs possibles (B_3)
d mm	F mm	D_3 mm	B_3 mm		C daN	C_0 daN	
5	8	15	12	34 000	395	410	16
6	9	16	12	32 000	450	500	16
7	10	17	12	30 000	475	550	16
8	10	19	11	28 000	430	395	
9	12	19	12	26 000	640	710	16
10	14	22	16	25 000	1 010	1 150	20
12	16	24	13	24 000	940	1 090	20
15	20	28	13	22 000	1 060	1 360	23
17	22	30	13	21 000	1 100	1 460	23
20	25	37	17	17 000	2 100	2 550	30
22	28	39	17	16 000	2 280	2 950	30
25	30	42	17	15 000	2 360	3 150	30
28	32	45	17	13 000	2 480	3 350	30
30	35	47	17	13 000	2 550	3 550	30
32	40	52	20	12 000	3 050	4 750	36
35	42	55	20	11 000	3 150	5 000	36
40	48	62	22	9 500	4 300	6 700	40
45	52	68	22	8 500	4 500	7 300	40
50	58	72	22	8 000	4 700	8 000	40
55	63	80	25	7 500	5 800	10 000	45
60	68	85	25	7 000	6 000	10 800	45
65	72	90	25	6 500	6 100	11 200	45
70	80	100	30	6 000	8 400	15 600	54
75	85	105	30	5 500	8 600	16 200	54
80	90	110	30	5 000	8 900	17 400	54
85	100	120	35	4 800	11 100	23 700	63
90	105	125	35	4 600	11 400	25 000	63
95	110	130	35	4 400	11 600	26 000	63

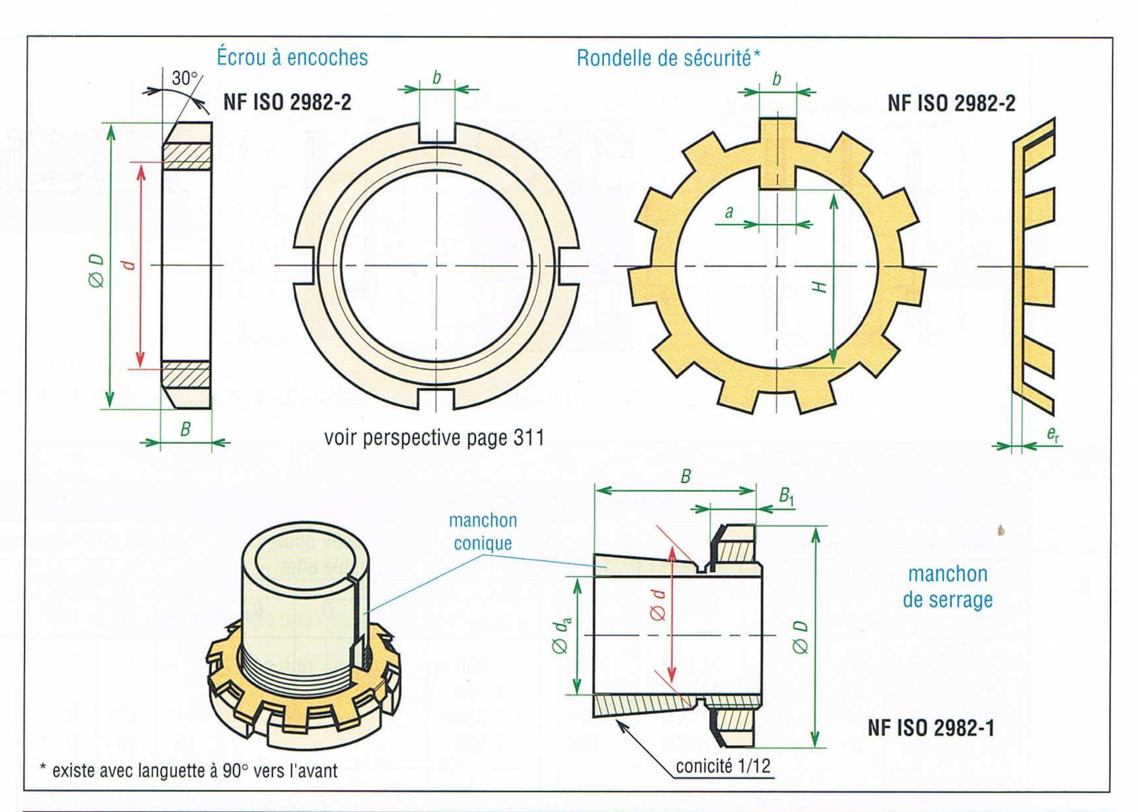
Roulements combinés

dimensions principales					vitesse limite tr/min	charges de base (radiales)		option bague intérieure	
d mm	D_5 mm	D_4 mm	B_4 mm	B_5 mm		C daN	C_0 daN	d_6	B_6
10	19	25,2	23	9	12 000	620	780	7	16
12	21	27,2	23	9	11 000	900	1 100	9	16
15	24	29,2	23	9	9 500	1 070	1 270	12	16
17	26	31,2	25	9	8 500	1 190	1 500	14	17
20	30	36,2	30	10	7 500	1 640	2 380	17	20
25	37	43,2	30	11	6 000	1 880	3 050	20	20
30	42	48,2	30	11	5 000	2 260	3 600	25	20
35	47	53,2	30	12	4 600	2 430	4 150	30	20
40	52	61,2	32	13	4 000	2 600	4 700	35	20
45	58	66,5	32	14	3 600	2 750	5 300	40	20
50	62	71,5	35	14	3 300	3 800	7 400	45	25
60	72	86,5	40	17	2 800	4 200	9 000	50	25
70	85	96,5	40	18	2 400	4 450	9 200	60	25



Butées à aiguilles ($P = F_a$). INA...													
dimensions principales				vitesse limite tr/min	charges de base		rondelle pour double effet			butées avec collerette			
d mm	D_6 mm	B_6 mm	B_8 mm		C daN	C_0 daN	d_1	D_7	B_9	d_2 mm	D_8 mm	B_{11} mm	B_{10} mm
5	15	2		21 000	480	920							
8	21	2	2,75	18 000	780	1 940							
10	24	2	2,75	17 000	920	2 550				14	27	3	3,2
12	26	2	2,75	15 000	990	2 900				16	29	3	3,2
15	28	2	2,75	13 000	1 140	3 600	11	27	5,5	21	31	3,5	3,2
17	30	2	2,75	12 000	1 200	3 950	13	29	5,5	23	33	3,5	3,2
20	35	2	2,75	10 000	1 310	4 650	16	34	5,5	26	38	3,5	3,2
25	42	2	3	8 500	1 470	5 800	21	21	6	32	45	4	3,2
30	47	2	3	7 500	1 630	7 000	26	46	7	37	50	4	3,2
35	52	2	3,5	6 500	1 790	8 100	31	51	8	42	55	4	3,2
40	60	3	3,5	6 000	2 800	11 400	31	59	8	47	63	4	4,2
45	65	3	4	5 000	3 000	12 800	36	64	9	52	68	4	4,2
50	70	3	4	4 800	3 200	14 300	41	69	10	58	73	4,5	4,2
55	78	3	5	4 300	3 800	18 600	46	77	10				
60	85	3	4,75	4 000	4 450	23 400	51	84	11,5				
65	90	3	5,25	3 700	4 700	25 500	56	89	12				
70	95	4	5,25	3 500	5 400	25 500	56	94	12,5				
75	100	4	5,75	3 300	5 500	26 500	61	99	12,5				
80	105	4	5,75	3 100	5 600	28 000	66	104	12,5				
85	110	4	5,75	3 000	5 800	29 000	71	109	14,5				
90	120	4	6,5	2 700	7 300	40 500	76	119	16				



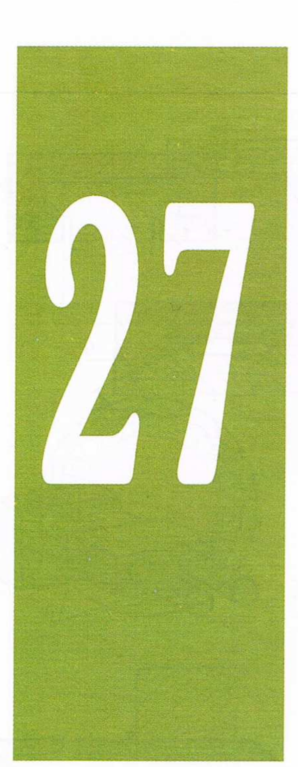


Principales dimensions normalisées

écrous à encoches				rondelles-freins			
d mm	pas mm	*D* mm	*B* mm	*H* mm	*a* mm	e_r mm	*b* mm
M 10	0,75	18	4	8,5	3	1	3
M 12	1	22	4	10,5	3	1	3
M 15	1	25	5	13,5	4	1	4
M 17	1	28	5	15,5	4	1	4
M 20	1	32	6	18,5	4	1	4
M 25	1,5	38	7	23	5	1,25	5
M 30	1,5	45	7	27,5	5	1,25	5
M 35	1,5	52	8	32,5	6	1,25	5
M 40	1,5	58	9	37,5	6	1,25	6
M 45	1,5	65	10	42,5	6	1,25	6
M 50	1,5	70	11	47,5	6	1,25	6
M 55	2	75	11	52,5	8	1,5	7
M 60	2	80	11	57,5	8	1,5	7
M 65	2	85	12	62,5	8	1,5	7
M 70	2	92	12	66,5	8	1,5	8
M 75	2	98	13	71,5	8	1,5	8
M 80	2	105	15	76,5	10	1,8	8
M 85	2	110	16	81,5	10	1,8	8
M 90	2	120	16	86,5	10	1,8	10
M 95	2	125	17	91,5	10	1,8	10
M 100	2	130	18	96,5	12	1,8	10
M 105	2	140	18	100,5	12	1,8	12
M 110	2	145	19	105,5	12	1,8	12
M 115	2	150	19	110,5	12	2	12
M 120	2	155	20	115	14	2	12
M 125	2	160	21	120	14	2	12
M 130	2	165	21	125	14	2	12
M 135	2	175	22	130	14	2	14
M 140	2	180	22	135	16	2	14
M 145	2	190	24	140	16	2	14
M 150	2	195	24	145	16	2	14

Manchons de serrage

diamètre roulement	principales dimensions normalisées					
d mm	d_{a1} mm	*D* mm	B_1 mm	*B* (mm) / séries: 02	22-03	23
15	12	25	6	19	22	25
17	14	28	6	20	24	27
20	17	32	7	24	28	31
25	20	38	8	26	29	35
30	25	45	8	27	31	38
35	30	52	9	29	35	43
40	35	58	10	31	36	46
45	40	65	11	33	39	50
50	45	70	12	35	42	55
55	50	75	12	37	45	59
60	55	80	13	38	47	62
65	60	85	14	40	50	65
70	60	92	14	41	52	68
75	65	98	15	43	55	73
80	70	105	17	46	59	78
85	75	110	18	50	63	82
90	80	120	18	52	65	86
95	85	125	19	55	68	90
100	90	130	20	58	71	97
105	95	140	20	60	74	101
110	100	145	21	63	77	105
120	110	145	22	72	88	112
130	115	155	23	80	92	121
140	125	165	24	82	97	131



LIAISONS GLISSIÈRES GUIDAGES EN TRANSLATION

OBJECTIFS

- Décrire les principaux systèmes utilisés et préciser la normalisation correspondante.
- Indiquer les dispositifs de réglage, de lubrification et d'étanchéité à employer.

Les solutions de ce chapitre présentent, quant au principe, une certaine analogie avec les guidages en rotation. On y trouve des liaisons lisses, des systèmes antifrictions (analogie avec les coussinets) et des dispositifs avec éléments roulants (analogie avec les roulements).

I - Liaisons glissières « lisses »

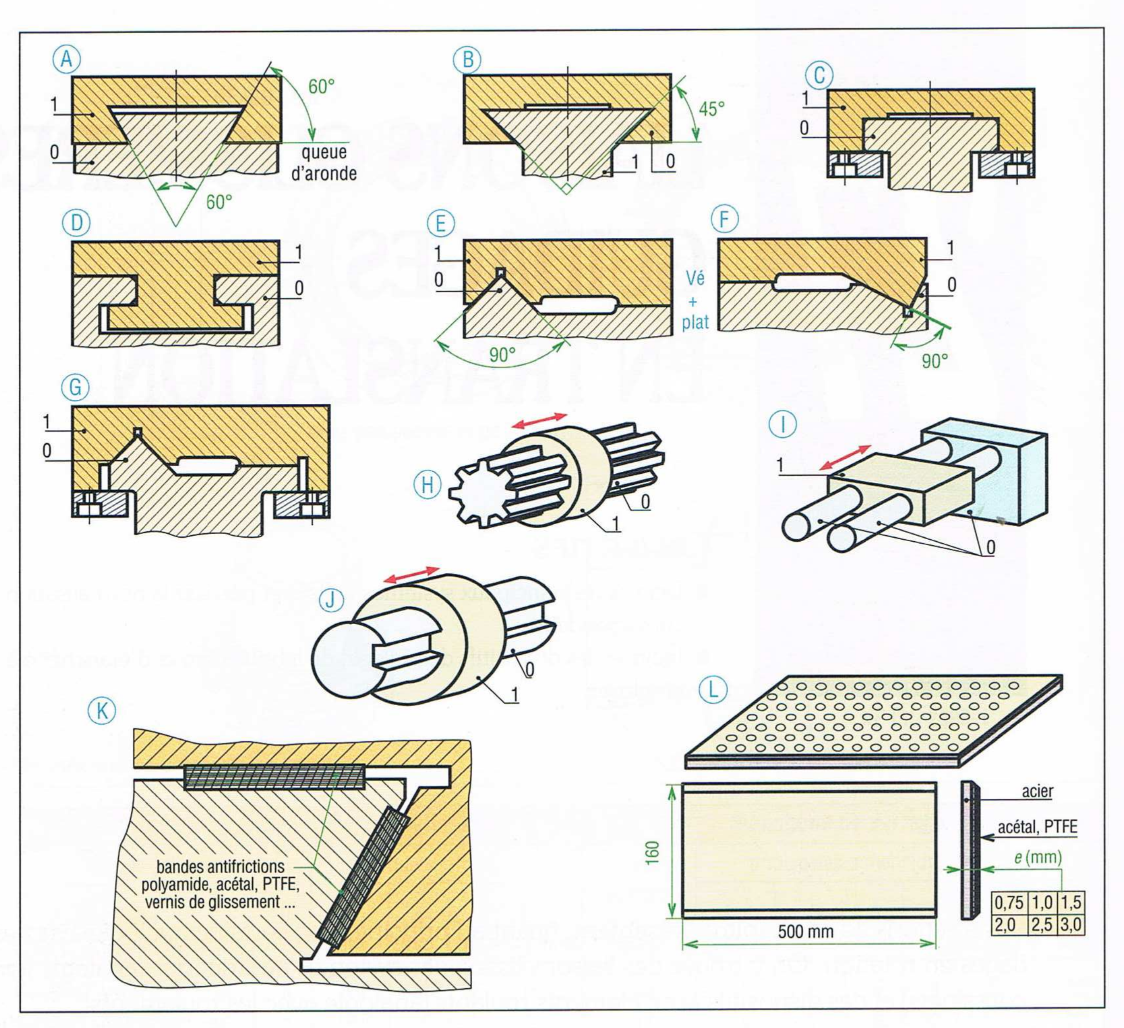
Elles conviennent lorsque les vitesses de déplacement sont faibles ou modérées. Une bonne lubrification est nécessaire.
Inconvénients : frottement élevé ; broutage (stick-slip) à faible vitesse et dégradation de la précision par usure.

a) Guidages maintenus, solutions A, B, C, D, G, H, I, J **(fig. 1)** : ils supportent des efforts dans toutes les directions sans risques de déboîtement de la liaison. Les solutions par queue d'aronde (60 et 90°) et par profil rectangulaire exigent un système de réglage ou de rattrapage du jeu pour fonctionner avec précision (voir paragraphe III).

b) Guidages non maintenus, solutions E et F par vé à 90°, symétrique ou dissymétrique : ils ne supportent pas d'efforts latéraux significatifs. Caractérisés par une grande rectitude de la trajectoire du coulisseau, ils n'exigent pas de réglage du jeu. Un vé en creux facilite la lubrification mais favorise l'accumulation des impuretés (poussières…).

c) Bandes antifrictions, solutions K et L : en polyamide, acétal, PTFE ou bronzes frittés poreux imprégnés, elles favorisent le glissement comme les coussinets de même nom. Les vernis de glissement ont le même rôle.

d) Usure des liaisons : elle dépend des états de surfaces (rugosités), des traitements (trempe, traitements de surface), des pressions de contact, de la lubrification et des conditions ambiantes (poussières abrasives, corrosion, etc.). Elle est plus rapide pendant la période de rodage.



1. Principales liaisons glissières lisses.

II – Liaisons glissières avec éléments roulants

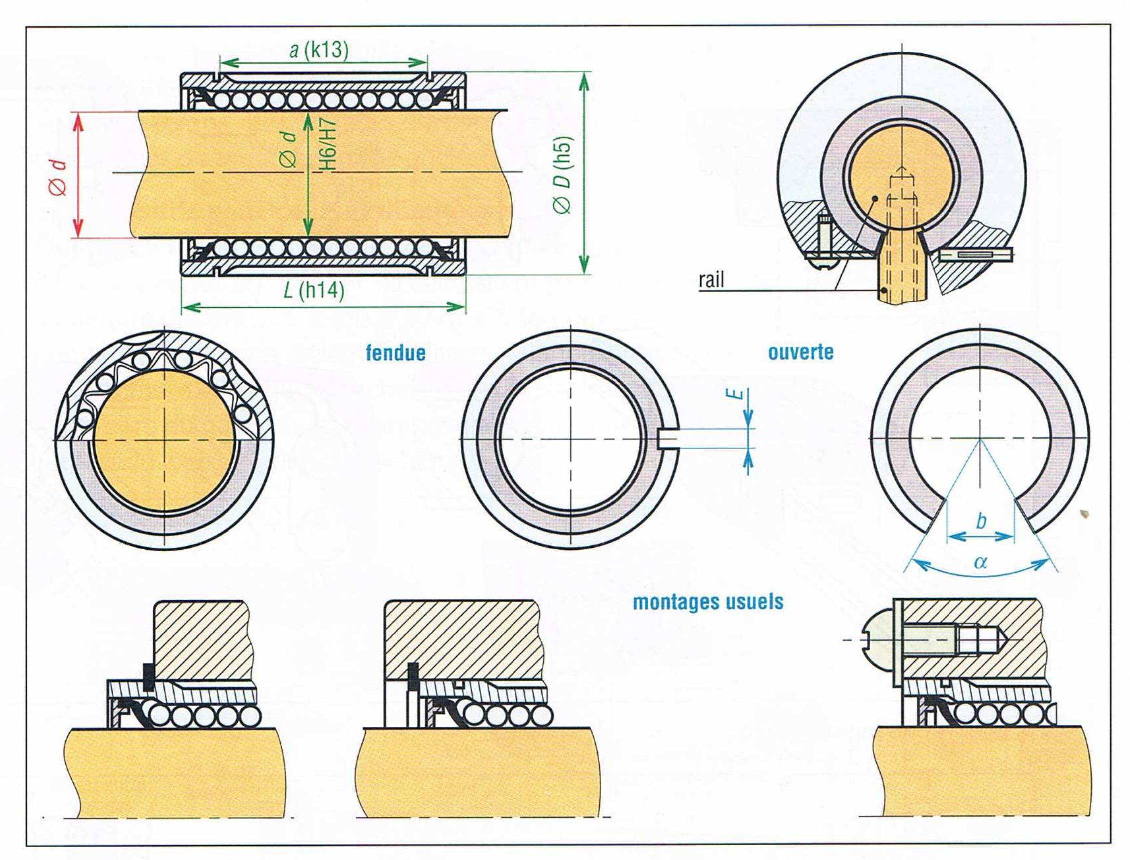
Elles permettent des fonctionnements sans jeux, améliorent la précision et les performances (vitesses, cadences, rendements), diminuent les pertes énergétiques et les efforts de manœuvre. Le frottement global f des liaisons passe de 0,05-0,2 à 0,001-0,005.
Leur calcul est analogue à celui des roulements et varie sensiblement d'un fabricant à l'autre (voir leurs catalogues). C, Co et L sont définies par la norme NF ISO 14728-1 et 2.

Utilisations : machines à positionnement précis : machines-outils ; robots ; machines de production automatisées ; matériels médicaux ; aéronautique...

1. Douilles à billes

Économiques, souvent utilisées, elles permettent des constructions simples à partir d'arbres lisses. Elles ne tolèrent pas de rotation autour de leur axe et ne supportent que des charges radiales pures ; elles ne tolèrent aucun couple.
Les billes circulent dans des cages tubulaires, de forme oblongue, ce qui permet des courses illimitées : vitesse maximale en translation 5 m/s, accélération maxi 50 m/s^2. Elles exigent une faible lubrification, graisse de préférence et sont faciles à protéger ; $-30° \leqslant t \leqslant 80$ °C.
Variantes : fendue ou non ; ouverte ; anti-corrosion ; auto-alignante ; renforcée ; miniatures ; avec étanchéité intégrée ; à arbre cannelé...

Exemples de fabricants : FAG, INA, SKF, STAR...



2. Douilles à billes standards.

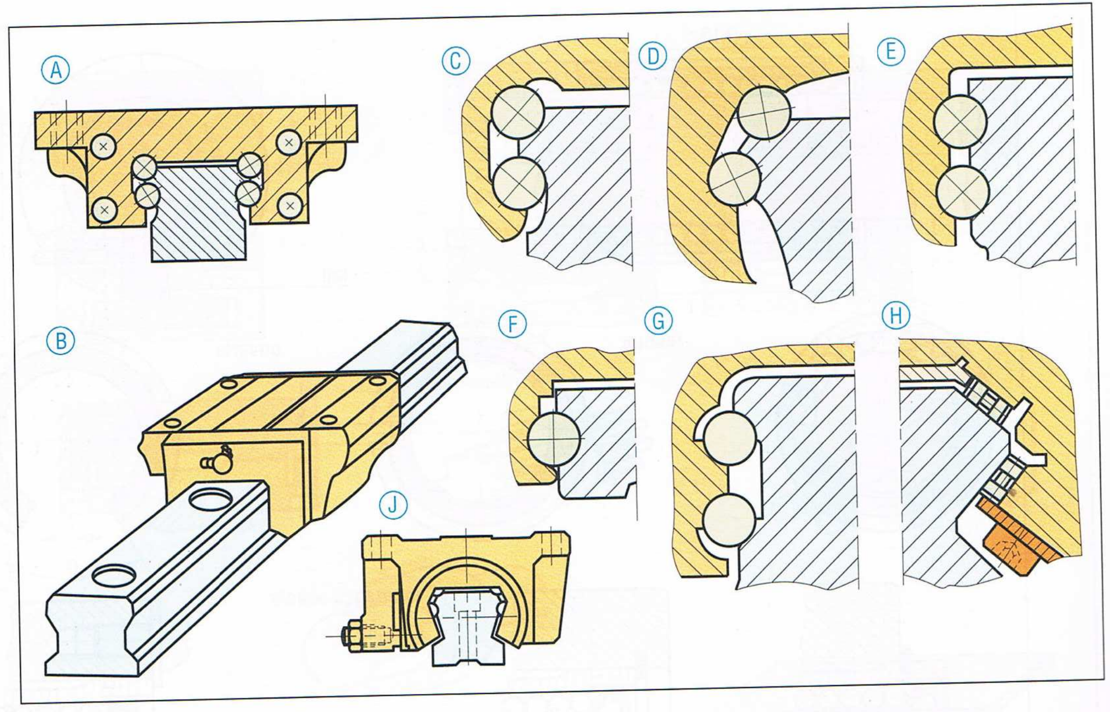
Douilles à billes : principales dimensions normalisées (série 3 : NF ISO 10 285)										
d mm	D mm	L mm	a mm	E mm	circlips mm × mm	b mm	α degré	C daN	C_0 daN	//(*) µm
5	12	22	12	1,5	12 × 1			13	18	4
8	16	25	14	1,5	16 × 1			18	30	4
12	22	32	20	1,5	22 × 1,2	6	65	23	43	5
16	26	36	22	1,5	27 × 1,2	6,5	50	28	52	5
20	32	45	28	2,0	33 × 1,5	9	50	56	100	7
25	40	58	40	2,0	42 × 1,75	11	50	110	180	9
30	47	68	48	2,0	48 × 1,75	12,5	50	140	250	9
40	62	80	56	2,0	62 × 2	16,5	50	260	440	11
50	75	100	72	2,0	75 × 2,5	21	50	410	640	13
60	90	125	95	2,0	90 × 3	26	50	580	900	16
80	120	165	125	2,0	120 × 4	36	50	1 100	1 620	22

C et C_0 indiquées sont celles de la série de base. (1 µm = 0,001 mm = 1 micromètre)
(*) défauts admissibles du parallélisme. Exemples de fabricants : FAG, INA, SKF, STAR...

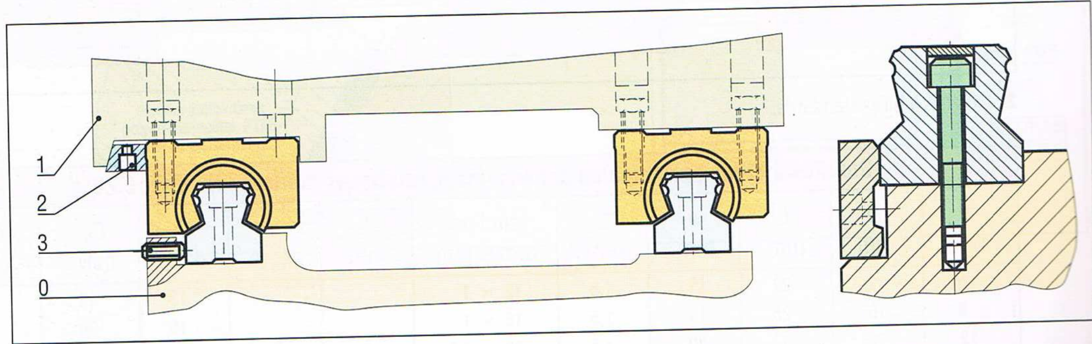
Montage : deux douilles sont nécessaires pour les guidages à un seul arbre et trois minimum dans le cas de deux arbres parallèles ; le parallélisme doit être rigoureux.
Afin de simplifier les réalisations, les fabricants proposent un grand choix d'équipements complémentaires : paliers prêts à l'emploi, rails, arbres lisses, brides...

2. Guides à billes

Ils sont une variante perfectionnée des douilles à billes. Avec une capacité de charge 10 fois plus grande à taille égale, ils supportent des charges et des couples dans toutes les directions.
Ils réalisent des guidages très précis : machines-outils, centres d'usinage, robots, machines à mesurer...
Plusieurs dispositions de chemins de roulement sont possibles. Il en résulte des rigidités et des capacités différentes. Les solutions par rouleaux sont les plus rigides et supportent les charges les plus élevées. Certaines versions peuvent être préchargées (solution J, **fig. 3**).



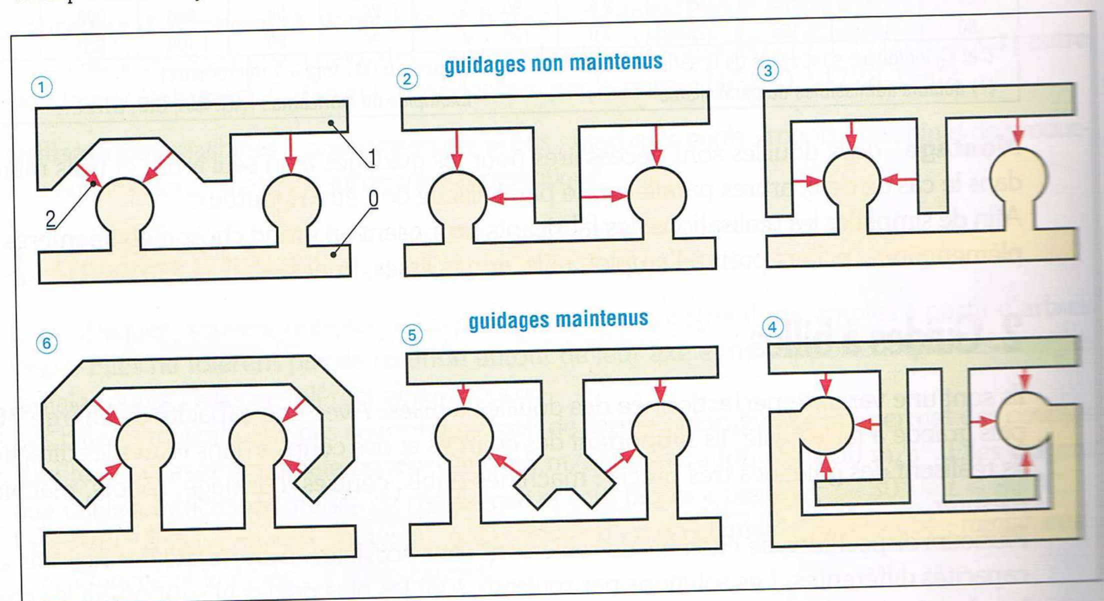
3. Guides à billes (variantes usuelles).



4. Exemples de montage. 1 : coulisseau ; 2 : cale à pente ; 3 : vis de pression ; 0 : bâti.

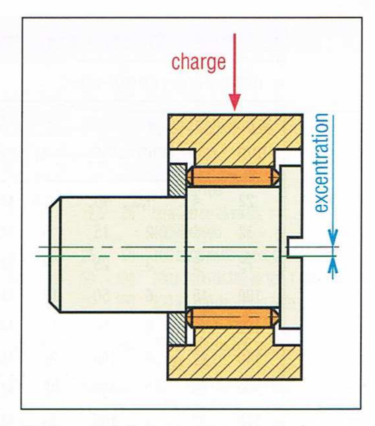
3. Guidage par rails, patins, galets, roues...

Il existe de nombreuses solutions, se ramenant schématiquement aux principes ci-dessous. Chaque flèche symbolise un appui, un contact ou l'action d'un élément roulant.



5. Exemples de guidage. ↓ → : appui par bille ou rouleau.

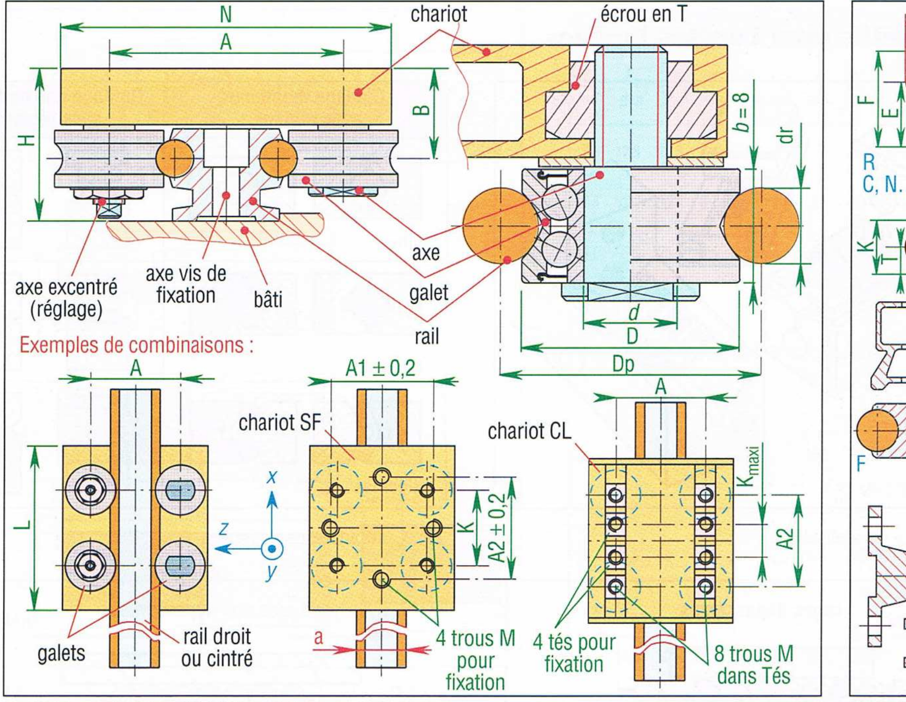
Un même élément roulant (bille, rouleau, roulement, galet ou roues diverses) peut réaliser un ou deux contacts, ou appuis, en même temps. Les surfaces d'appui peuvent être planes, cylindriques ou avoir une forme quelconque.



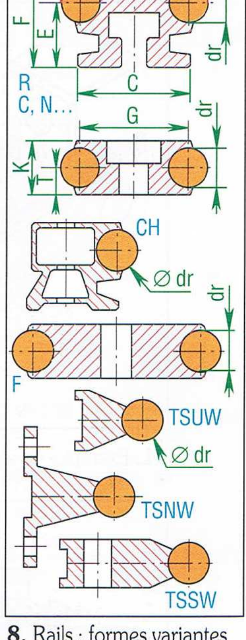
6. Appui réalisé par galet excentré.

a) Dispositifs pour courses illimitées

Guidages à galets INA LF : conçus comme un « meccano » faciles à intégrer et à monter, ils nécessitent peu d'entretien et admettent des vitesses jusqu'à 10 $m.s^{-1}$. Ils comprennent de nombreuses gammes d'éléments divers : chariots prêts à l'emploi, galets, axes, rails, étanchéités et accessoires. La forme extérieure du galet en deux arcs gothiques réalise un appui contact du type de la figure 5 schéma 6.



7. Guidages à galets INA LF..., éléments de base.

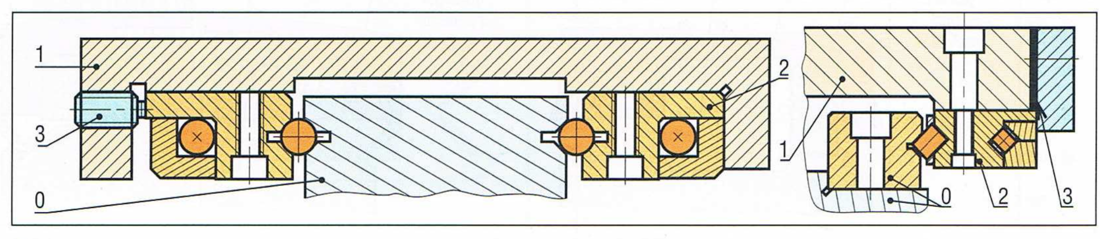


8. Rails : formes variantes

Rail INA LFS... (en mm)							Chariot CL et SF (en mm ; Fy et Fz en daN)											Galets (mm)			
réf.	a	dr	G	C	E	F	A	B	H	N	L	A1	A2	M	K	Fy	Fz	dr	D	d	Dp
20SF	20	4	16	17	9	12,2	40	13	22	55	50	40	38	M5	24	40	70	4	16	5	18
CL25	25	6	19	21	10,6	15	47	21,5	32	80	110	47	52	M6	26	85	100	6	24	8	28
32SF	32	6	26	24	15	20	54	20,5	35,5	80	90	59	70	M8	60	85	100	6	24	8	28
CL42	42	10	32	28	12,6	20	73	26,4	39	116	150	73	85	M8	55	150	300	10	35	12	41,3
52SF	52	10	42	40	25,1	34	83	29,2	54,3	120	100	90	70	M10	60	150	200	10	35	12	41,3
CL86	86	10	76	71	25,1	34	124	33,9	59	190	235	124	155	M10	119	240	450	10	42	12	48

Patins à billes ou à rouleaux croisés à deux contacts : ils réalisent deux appuis à 90° en même temps. Principales caractéristiques : précis (trois classes de précision) ; courses illimitées ; rigides et assez compacts.

Utilisations : machines-outils légères ; robots ; tables de précision...



9. Exemples de montage.

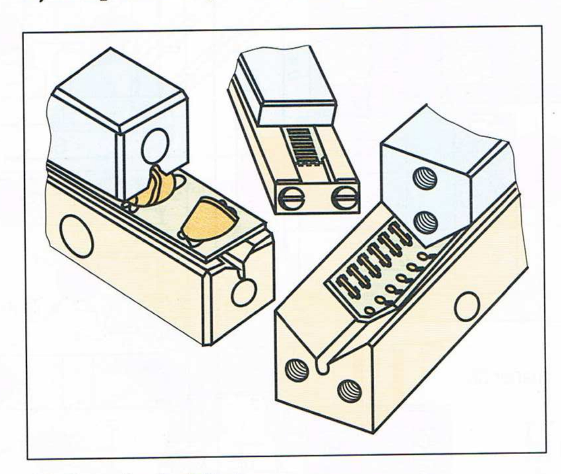
Patins Schneeberger : extraits de dimensions

dimensions communes						à billes		à rouleaux	
L mm	B mm	a mm	f mm	g mm	M mm	H_1 mm	C_1 daN	H_2 mm	C_2 daN
22	4	1,5	10	4,8	M2	8,4	6,3	–	–
32	6	2	15	6	M3	11	13,5	9,8	38
75	8	3	25	9	M4	16,9	42,5	15	85
100	15	6	50	15	M6	28,9	71,5	25,7	215
150	15	6	50	15	M6	28,9	117	25,7	375
150	22	9	100	26	M8	45,1	165	40,5	585
200	28	12	100	32	M10	57,1	286	51,5	1 000
200	22	9	100	26	M8	45,1	240	–	–

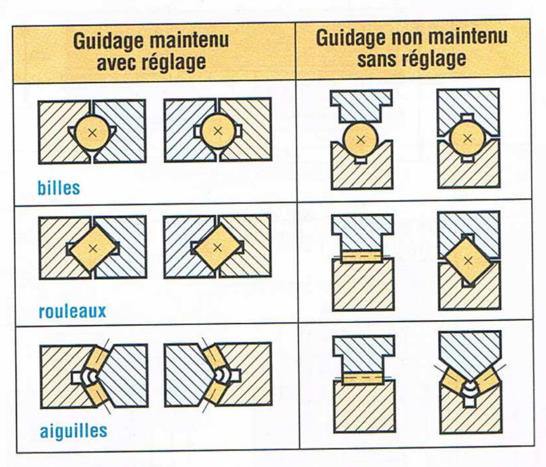
Autres fabricants : INA…

10. Exemples de dimensions de patins.

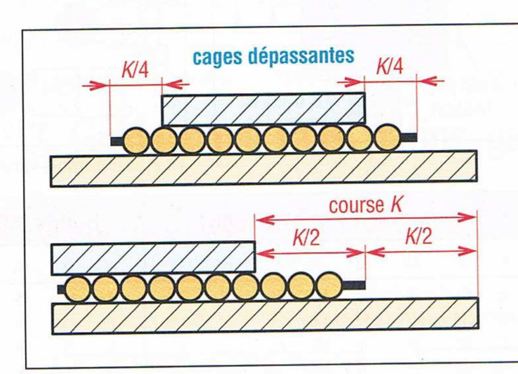
b) Dispositifs pour courses limitées

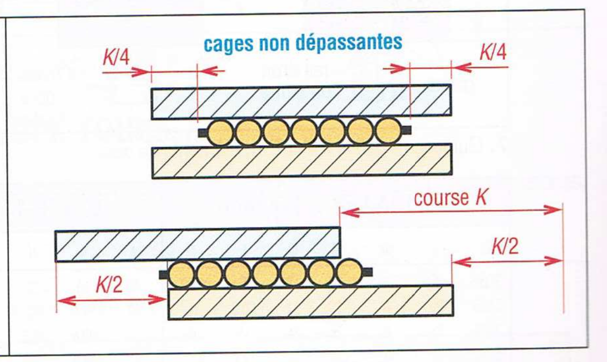


11. Exemples de réalisation.



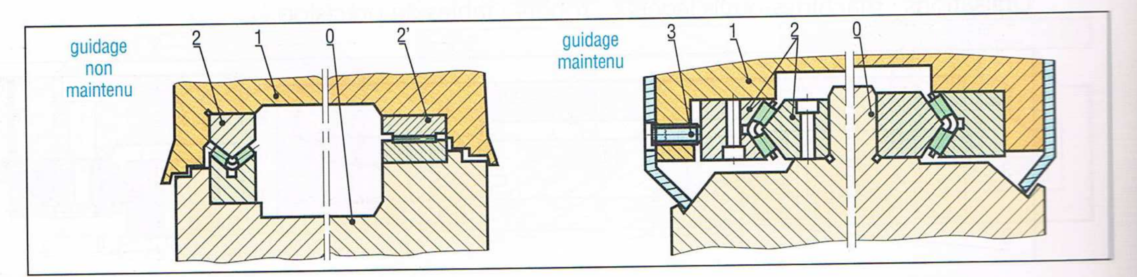
12. Combinaisons possibles.



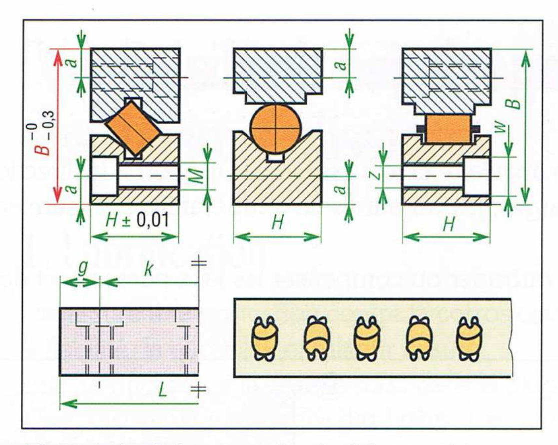


13. Courses permises.

Pour ces systèmes il n'y a pas circulation des billes ou des rouleaux comme dans les cas précédents et la longueur de la cage à éléments roulants doit être correctement ajustée en fonction de la course souhaitée. Deux cas sont possibles : cage dépassante ou cage non dépassante. Dans les deux cas, la course de la cage est moitié de celle du chariot.



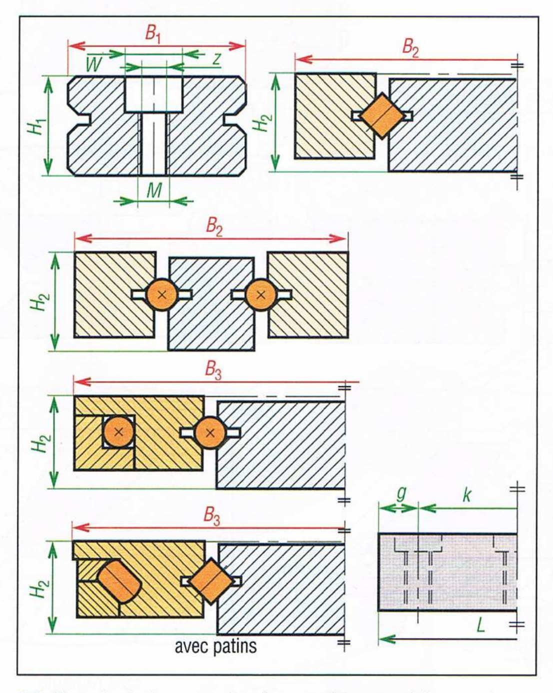
14. Exemples de montage (0 : bâti ; 1 : coulisseau ; 2 et 2' : éléments de guidage ; 3 : vis de pression).



15. Exemples de dimensions de rails à billes et rouleaux.

Rails à billes et rouleaux (Schneeberger) : extrait de dimensions

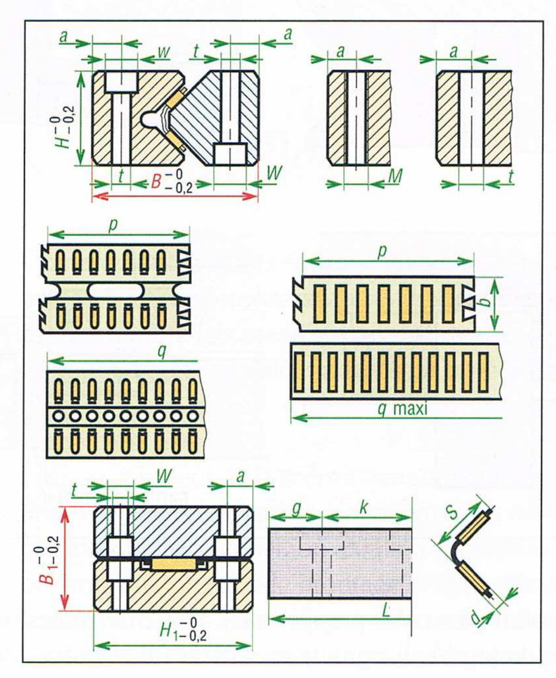
B mm	H mm	a mm	M mm	w mm	z mm	g mm	k mm	L mm
8,5	4	1,8	M2	3	1,65	5	10	20-30-40-50-60-70-80 100-120
12	6	2,5	M3	4,4	2,55	7,5	15	30-45-60-75-90-105 120-150-180
18	8	3,5	M4	6	3,3	12,5	25	50 à 300 de 25 en 25, 400-500-600
31	15	6	M6	9,5	5,2	25	50	100 à 500 de 50 en 50, 600-700-800
44	22	9	M8	10,5	6,8	50	100	200 à 1 200 de 100 en 100, 1 400, 1 600
58	28	12	M10	13,5	8,5	50	100	200 à 1 200 de 100 en 100, 1 400-1 600
71	36	14	M12	16,5	10,5	50	100	200 à 1 200 de 100 en 100, 1 400-1 600
83	40	18	M14	18,5	12,5	50	100	300 à 1 200 de 100 en 100, 1 400-1 600
110	55	24	M16	22,5	14,5	50	100	400 à 1 200 de 100 en 100, 1 400-1 600



16. Exemples de dimensions de rails intermédiaires pour billes et rouleaux.

Rails intermédiaires pour billes et rouleaux (Schneeberger)

B_1 mm	H_1 mm	g mm	w mm	M mm	z mm	k mm	L mm	B_2 mm	H_2 mm	B_3 mm
5,5	12,8	12,5	4,4	M3	2,55	25	100-150-200	22	6	28
8,5	17	25	6	M4	3,35	50	200-300-400	30	9	37
11,5	26,6	25	7,5	M5	4,2	50	300-400 500-600-800	46	12	57
19	41,8	50	9,5	M6	5,2	100	600-800 1 000-1 200	76	20	94
27	67,4	50	10,5	M8	6,8	100	600-800 1 000-1 200	116	28	150
34	70,8	50	13,5	M10	8,5	100	600-800 1 000-1 200	135	35	175
43	90,8	50	16,5	M12	10,5	100	600-800 1 000-1 200	169	44	215



17. Exemples de dimensions de rails en vé à aiguilles.

Rails en vé à aiguilles (INA M et V)

B mm	H mm	a mm	M mm	w mm	t mm	g mm	k mm	L (de 100 en 100) mm
30	15	5,5	M4	8,5	5,25	15	40	100 à 600
40	20	7,5	M6	11,5	7,5	15	80	100 à 1 000
50	25	10	M6	11,5	7,5	20	80	100 à 1 300
60	35	11	M8	15	10	20	100	200 à 1 300
70	40	13	M10	18,5	12,5	20	100	200 à 1 500
80	50	14	M12	20	14	20	100	300 à 1 500

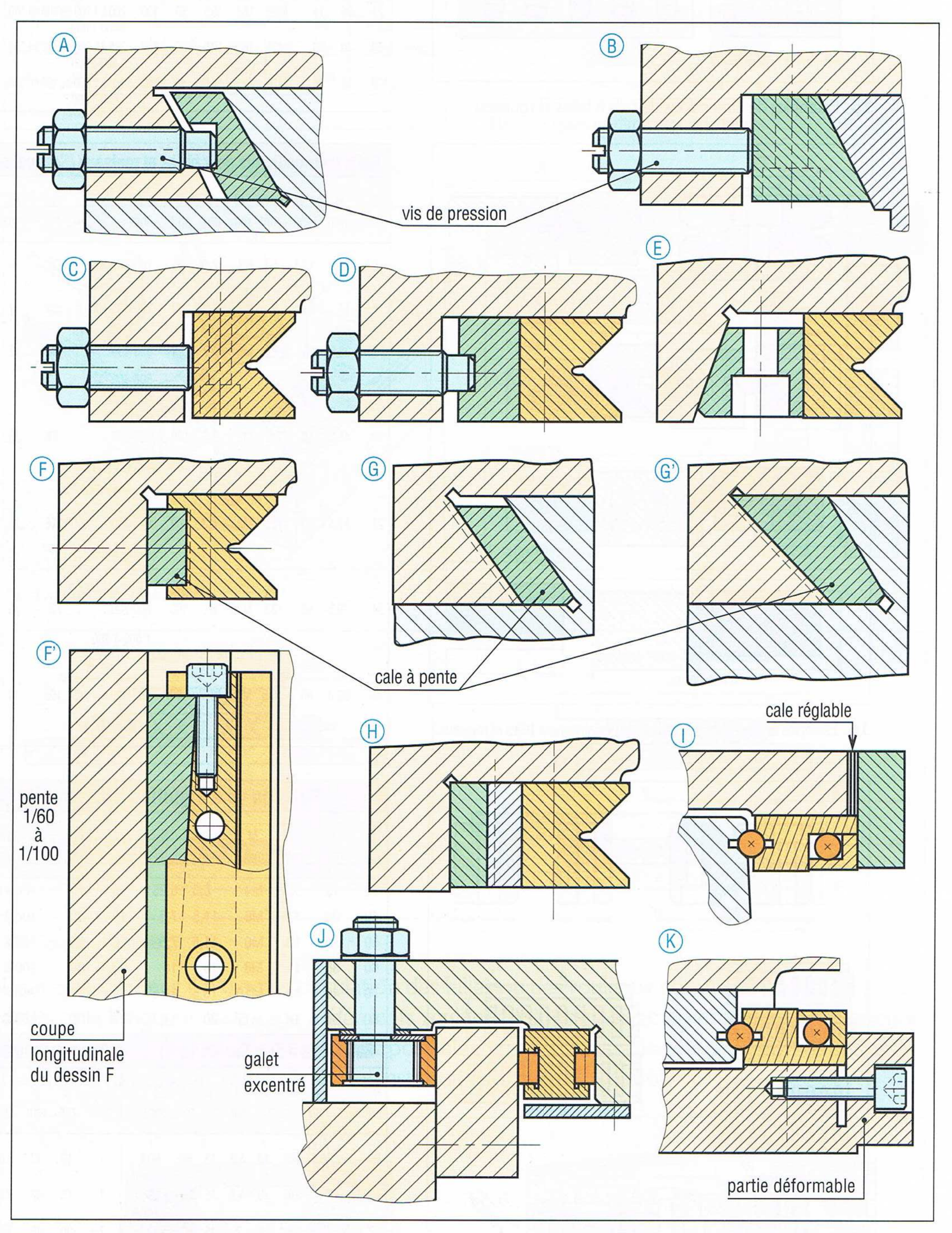
Rails plats à aiguilles (INA J-S) — **Cages à aiguilles (INA)**

H_1 mm	B_1 mm	a mm	M mm	w mm	t mm	g mm	k mm	L(*) mm	d mm	s mm	p mm	q mm	b mm
35	25	6,5	M6	10	5,8	15	80	80 à 1 000	2	10	32	3 000	10
40	25	6	M6	10	5,8	15	80	80 à 1 000	2	15	32	3 000	10
50	30	7,5	M6	11	7	15	100	80 à 1 000	2,5	20	45	3 000	15
55	30	7,5	M6	11	7	15	100	80 à 1 000	3	25	60	3 000	20
									3,5	30	75	3 000	25

(*) *L* sur mesure

III - Systèmes de réglage du jeu des liaisons

Un jeu trop élevé amène une imprécision angulaire du coulisseau par rapport à la direction de la translation. Les déformations sous charges, les variations de température et l'usure accentuent le phénomène.
Les dispositifs de réglage permettent de rattraper ou compenser les jeux parasites et de précharger, « ou régler », les éléments roulants.



18. Principaux systèmes de réglage de jeu.

Principaux dispositifs **(fig. 18)** : vis de pression plus cales parallèles (A, B, C, D) ; cales ou lardons à pente (F, G, H) ; cales de réglage de jeu (A, I) ; galets excentrés (J) et pièces déformables (K). Les fabricants proposent, prêts à l'emploi, la plupart de ces systèmes.

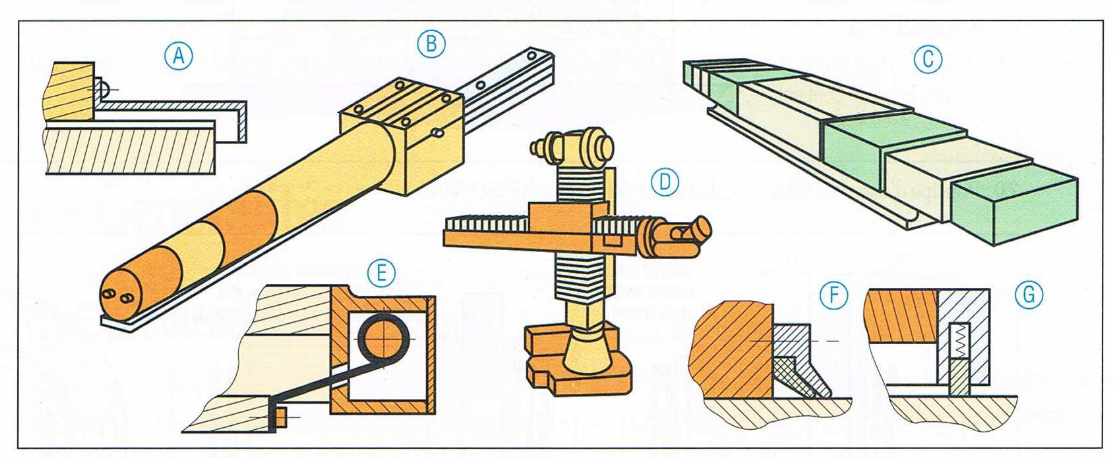
IV - Lubrification et étanchéité des liaisons glissières

1. Lubrification

Elle assure une protection contre la corrosion. Elle est nécessaire pour maintenir la précision, la fiabilité, la durabilité et ralentir l'usure.
Une lubrification à la graisse suffit dans la plupart des cas. Si le frottement doit être très faible, il faut utiliser de préférence des huiles. Les additifs solides sont à éviter.

2. Étanchéité

Une étanchéité soignée s'impose lorsque le milieu ambiant est pollué (poussières, copeaux, liquides corrosifs, etc.). Il est nécessaire de protéger à la fois les surfaces de guidage et les composants de base de la liaison : douilles, guides, patins…
Principaux dispositifs : joints racleurs (F, G) ; capots de protection (A) ; capots télescopiques (B, C) ; bande déroulable (E) ; soufflets (D) ; protections latérales par labyrinthes et chicanes **(fig. 14)**.



19. Principaux dispositifs d'étanchéité.

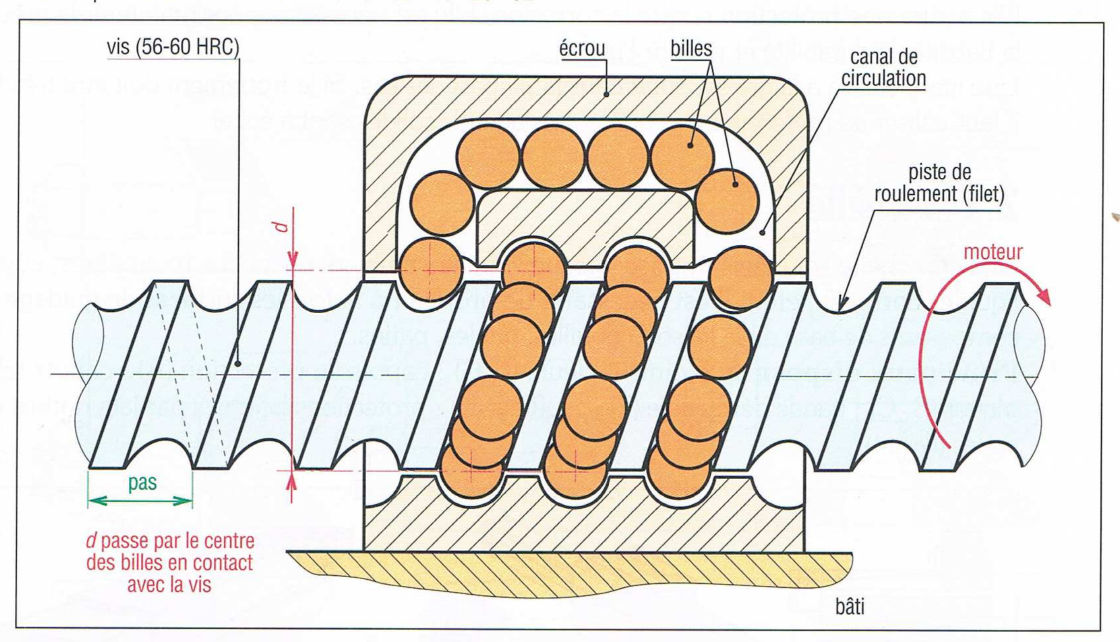
V - Vis à billes

Complémentaires des liaisons glissières, elles sont utilisées dans les machines et équipements exigeant précision, vitesse et rendement élevé : commandes numériques, robots, machines à mesurer, matériels médicales, militaires…
Le mouvement est celui du système vis-écrou classique. Les billes, interposées entre les filets de la vis et de l'écrou, suppriment le frottement (analogie avec un roulement à billes). Le rendement est très élevé : près de 98 % contre 50 % environ pour un filet trapézoïdal classique. Elles se calculent de la même manière que les roulements à billes.
Avantages : rendement élevé ; vitesses de déplacement élevées ; durée de vie calculable ; grande précision (position axiale, répétabilité…) ; pas de jeux à rattraper ; contrôle plus aisé du mouvement ; pas de broutage et échauffements réduits.
Inconvénients par rapport à un système classique : la réversibilité a lieu plus tôt, ils sont « moins irréversible » ; moins rigides : guidage moins long et flexions plus grandes ; la lubrification est généralement indispensable.

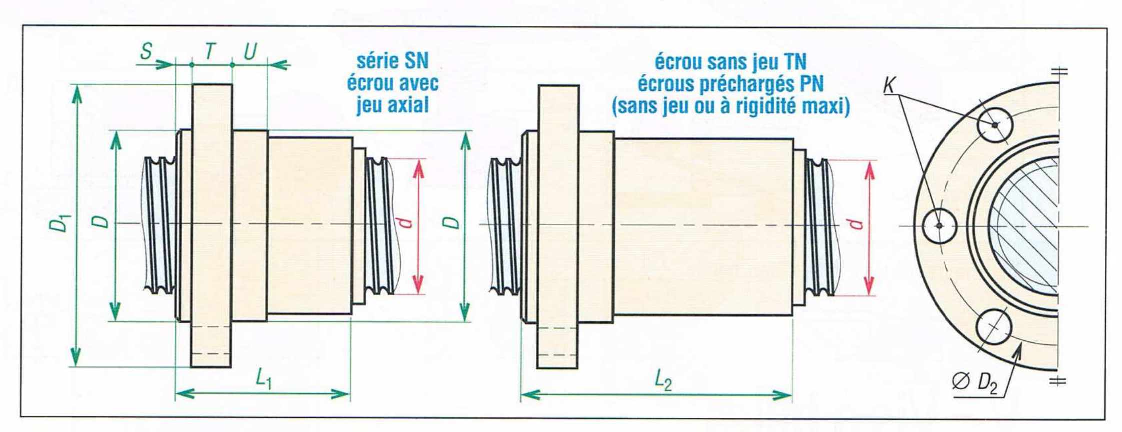
Vis à billes : diamètres et pas nominaux préférentiels – NF ISO 3408-2

d	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200
pas (mm)	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5											
			5	5	5	5	5	5	5	5	5	5				
				10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10		
						20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
									40	40	40	40	40	40	40	40

Pas non préférentiels : 1 - 2 - 3 - 4 - 6 - 8 - 12 - 16 - 25 - 32



20. Principe d'une vis à billes. Vocabulaire et définitions, NF ISO 3408-1.



21. Exemples de dimensions de vis à billes. Calculs analogues aux roulements (C, C_0, L_{10}).

Vis à billes de précision : extraits de dimensions (SKF – Séries SN, TN et PN)

d	pas	L_{maxi} vis	*D* g6	D_1	*S*	*T*	U	D_2 js12	*K* trou lisse pour vis	L_1	L_2 js13
16	5	2 100	28	48	6	10	11	38	6 × M5	50,5	52
20	5	5 000	33	57	6	12	15	45	6 × M6	52,5	58
25	5	5 000	38	62	6	12	15	50	6 × M6	52,5	70
25	10	6 000	43	67	6	12	15	55	6 × M6	85	85
32	5	6 000	45	70	6	12	15	58	6 × M6	57,5	80
32	10	6 000	54	87	6	16	20	70	6 × M8	79	113
40	5	6 000	53	80	6	14	15	68	6 × M6	64,5	94
40	10	6 000	63	95	6	16	20	78	6 × M8	99	134
50	10	6 000	72	110	6	16	20	90	6 × M10	99	157
63	10	6 000	85	125	6	20	20	105	6 × M10	103	161



LIAISONS ÉLASTIQUES RESSORTS

Objectifs

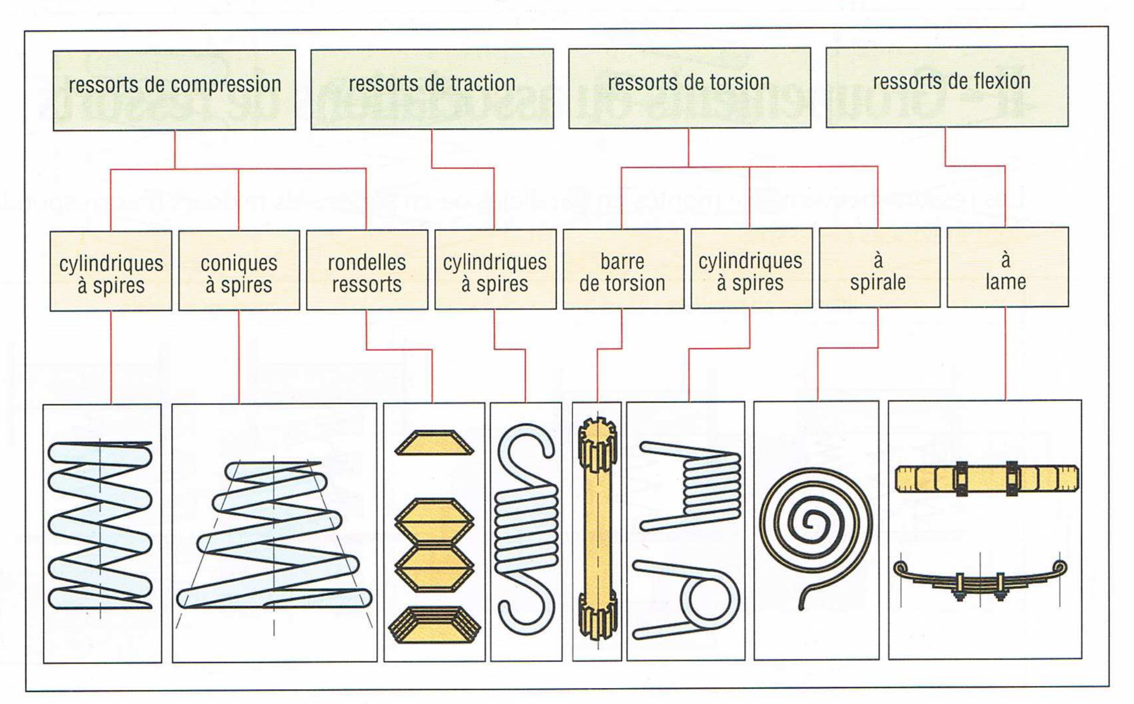
- Décrire les principales familles de ressorts.
- Fournir les éléments essentiels concernant leur calcul.

En se déformant, ces liaisons absorbent une certaine quantité d'énergie mécanique qu'elles restituent ensuite plus ou moins rapidement. La restitution peut être totale ou partielle avec amortissement. Les ressorts métalliques, contrairement aux liaisons élastiques par blocs élastomères, ne réalisent aucun amortissement et restituent presque totalement l'énergie reçue.

I - Généralités

1. Classification des ressorts

Les ressorts sont classés à partir de la sollicitation reçue. Le matériau travaille soit en torsion, soit en flexion. La sollicitation du ressort n'est pas nécessairement la même que celle du matériau.



1. Principaux ressorts.

2. Principaux matériaux pour ressorts

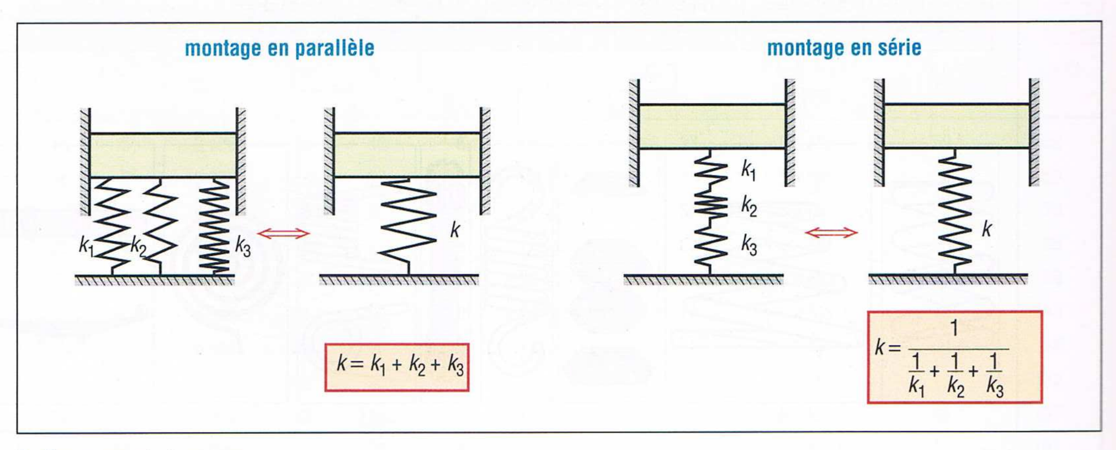
Les aciers (bruts, zingués, étamés, etc.) sont les plus utilisés. Leur résistance varie avec la taille et le procédé d'obtention.

Principaux matériaux pour ressorts						
matériau	indice prix	diamètres fils mm	températures maxi °C	E N/mm²	G N/mm²	observations
C 60 à C 70 roulé	1	0,05 à 12	120	206 000	81 500	pour solutions économiques
C 60 à C 70 trempé-revenu	1,4	3 à 12	180	206 000	81 500	remplace les C80-C95 au gros diamètres
C 80 à C 95 (corde à piano)	2,5	0,12 à 3	120	206 000	81 500	pour petits ressorts, les plus résistants et les plus tenaces
aciers au chrome-vanadium 50CrV4 51CrMoV4	3	0,5 à 17	220	206 000	78 500	endurants, résistent à la fatigue, supportent des contraintes et des chocs plus élevés que les XC
aciers au chrome-silicium 56SiCr7 61SiCr7	4	0,5 à 12	250	206 000	78 500	pour haute résistance, résistent à la fatigue et aux chocs élevés, longues durées de vie
aciers inox X10CrNi18-10 X7CrNiAl17-7	7 à 11	0,2 à 10	350	195 000	73 000	résistent à la corrosion et aux températures élevées
cuivreux CuBe2, CuCo2Be	8 à 27			120 000	47 000	résistent à la corrosion, bonne conductivité électrique
alliages de nickel Monel, Inconel...	≈ 40			195 000	70 000	résistent à la corrosion, aux hautes et aux basses températures, sont non magnétiques

Principaux diamètres de fils normalisés pour ressorts à spires										
0,12	0,16	0,20	0,25	0,30	0,40	0,45	0,50	0,56	0,60	0,65
0,70	0,75	0,80	0,90	1,00	1,10	1,30	1,40	1,50	1,60	1,70
1,80	1,90	2,00	2,10	2,25	2,40	2,50	2,60	2,80	3,00	3,20
3,40	3,60	3,80	4,00	4,25	4,50	4,75	5,00	5,30	5,60	6,00
6,30	6,50	7,00	7,50	8,00	8,50	9,00	9,50	10,0	11,00	12,00

II - Groupements ou associations de ressorts

Les ressorts peuvent être montés en parallèles ou en séries ; les raideurs K correspondantes sont indiquées ci-dessous.

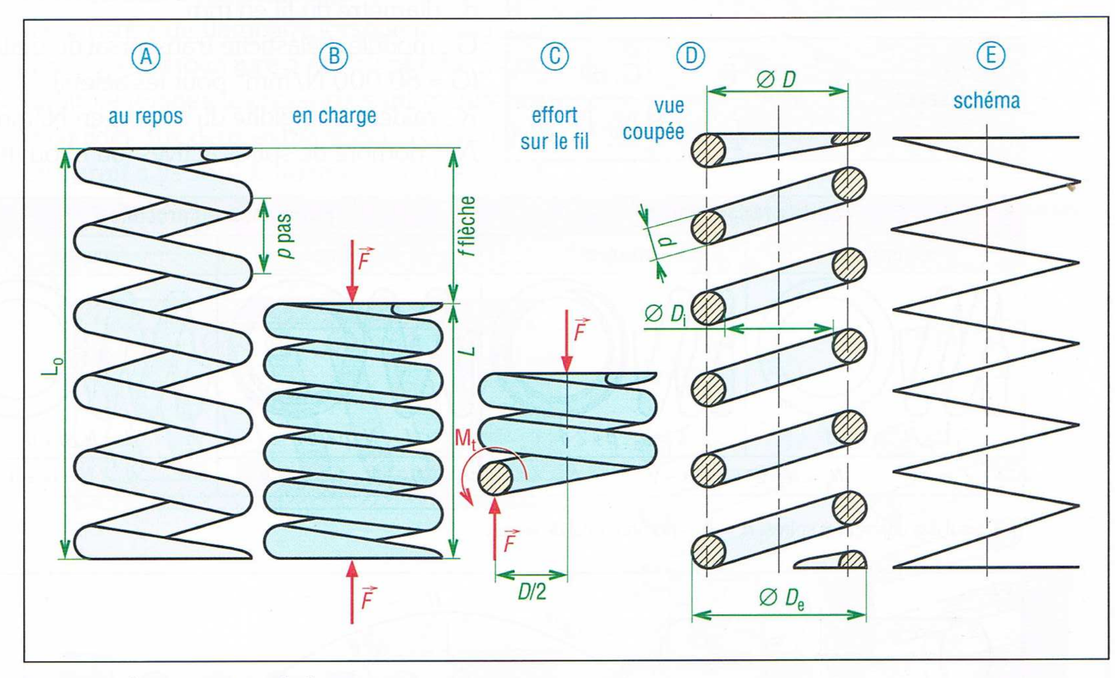


2. Groupements de ressorts.

III - Ressorts de compression à spires

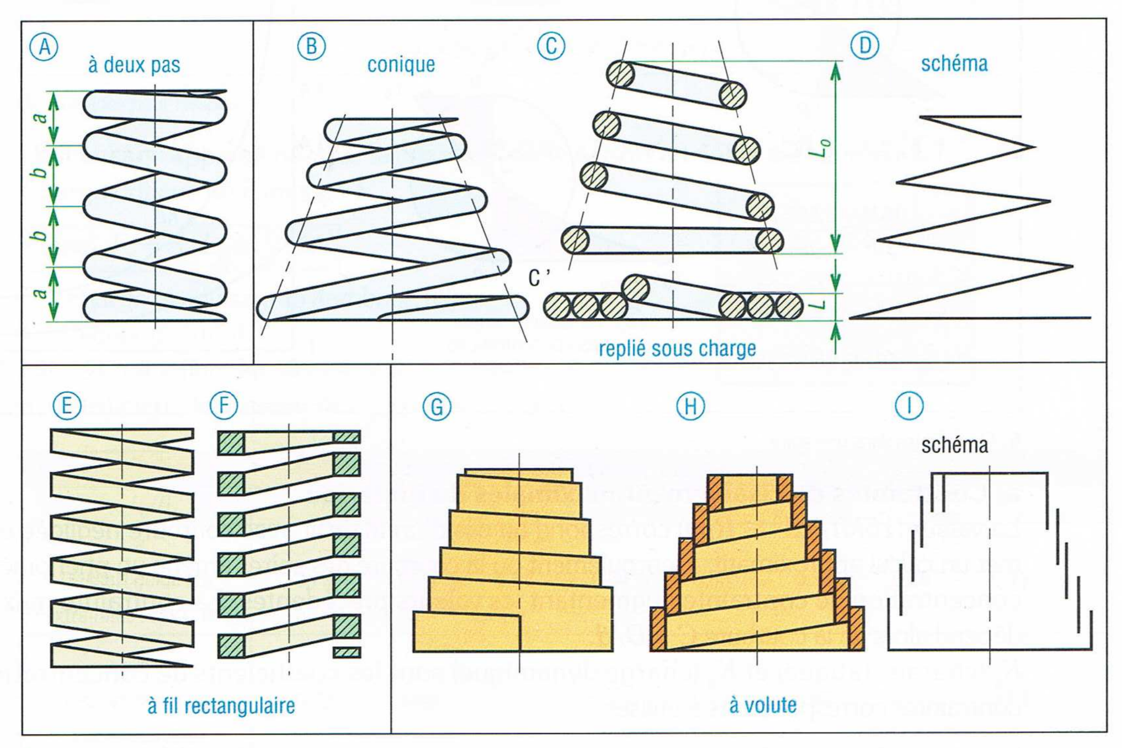
Cette famille est la plus répandue. Le fil enroulé en hélice travaille essentiellement en torsion (analogie avec une barre de torsion enroulée en hélice).

1. Principe et représentations normalisées (NF ISO 2162)



3. Ressorts de compression cylindrique.

Les spires deviennent jointives, en contact les unes avec les autres, en cas de surcharge et le ressort réagit comme une pièce « solide », ce qui le protège de la rupture.
Les ressorts coniques et à volute sont très peu encombrants en position comprimée.



4. Autres ressorts de compression.

2. Calculs et formules utiles (voir aussi NF EN 13906-1)

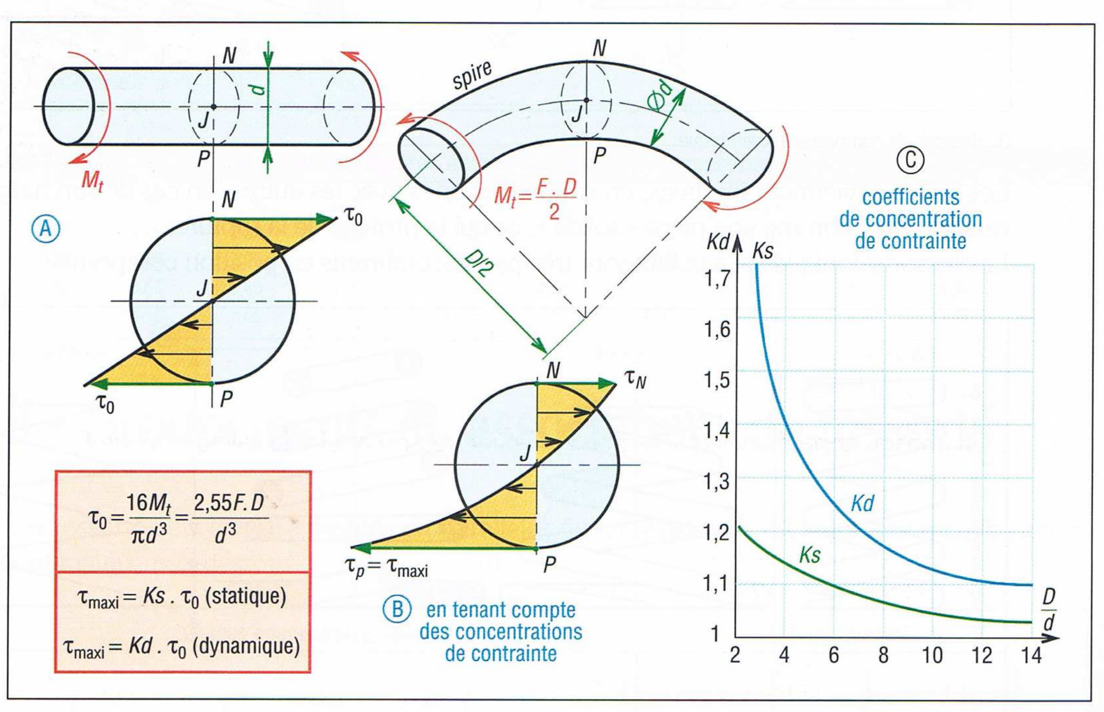
Les formules suivantes sont obtenues en résistance des matériaux « cas de la torsion ». Le fil enroulé supporte un couple de torsion $Mt = F.\,D/2$.

Flèche	$f = \dfrac{8.N_a.F.D^3}{G.d^4}$
Raideur	$K = \dfrac{F}{f} = \dfrac{G.d^4}{8.N_a.D^3}$

$f : L - L_0$ = flèche du ressort en mm
F : charge appliquée en N
D : diamètre d'enroulement en mm
d : diamètre du fil en mm
G : module d'élasticité transversal du matériau ($G \approx 80\,000$ N/mm^2 pour les aciers)
K : raideur ou rigidité du ressort en N/mm
N_a : nombre de spires actives (ou n) ou utiles

Spires rapprochées		Spires non rapprochées	
non meulées	meulées	meulées	coupées
$L = N_a.p + 3d$	$L = N_a.p + 2d$	$L = N.p + d/2$	$L = N.p + d$
$N_a = N - 2 = n = n_t - 2$		$N_a = N - 1 = n_t = n$	$N_a = N = n_t = n$

5. Calcul des différentes spires. $n_t = N$ = nombre total de spires.



6. Contraintes dans une spire.

a) Contraintes de cisaillement maximales du matériau

La valeur ($16Mt/\pi d^3 \leqslant Rpg$) correspond au cas d'un fil droit avec courbure négligée et permet un calcul approximatif. L'enroulement ou la courbure des spires amène un phénomène de concentration de contrainte augmentant les valeurs précédentes. La contrainte maximale dépend alors de la courbure $C = D/d$.

K_s (charge statique) et K_d (charge dynamique) sont les coefficients de concentration de contraintes correspondants à utiliser.

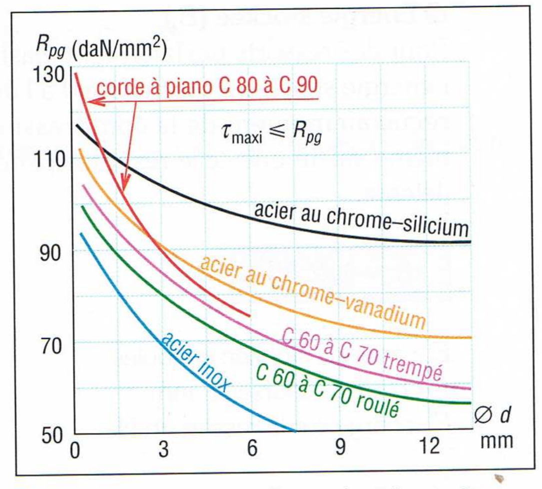
Exemples d'unités : Mt en mmN ; d en mm ; Rpg et contraintes en N/mm^2 ou MPa.

b) Résistance pratique au cisaillement *Rpg*

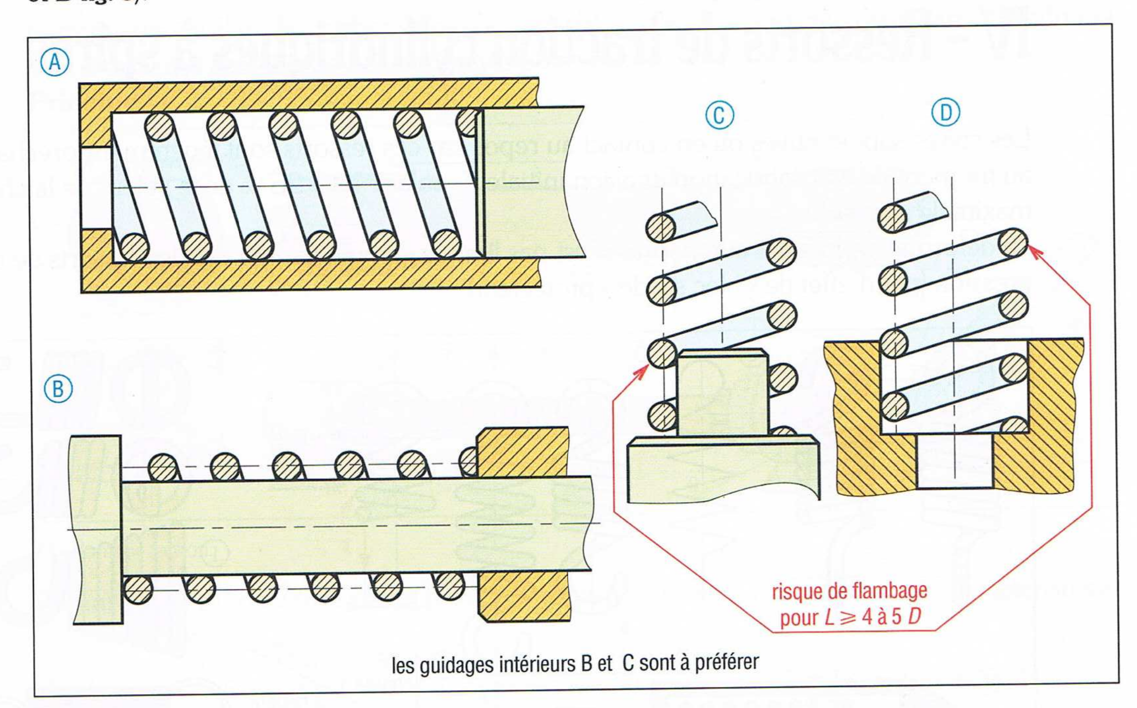
Les valeurs indiquées sur le graphe correspondent à des valeurs moyennes et à un service normal. Elles doivent être diminuées de 15 à 20 % si les conditions de service sont sévères et peuvent être majorées d'autant dans le cas contraire.

c) Résistance au flambage

Il y a risque de flambage lorsque la longueur libre L_0 est supérieure à $4D$ ou $5D$. Le risque diminue lorsque les ressorts sont maintenus ou guidés aux deux extrémités (cas C et D) et disparaît s'ils sont totalement guidés (cas A et B **fig. 8**).



7. Résistance pratique au cisaillement de quelques métaux.



8. Guidages pour ressorts.

Le flambage apparaît dès que la charge F sur le ressort atteint la valeur critique F_c.
Charge critique de flambage F_c.

$$F_c = K.\, L_0.a$$

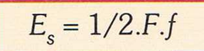
F_c : charge produisant le flambage (N)
K : raideur (N/mm)
L_0 : longueur libre au repos (mm)
a : coefficient dépendant de L_0/D (paramètre)

Valeurs du coefficient *a* en fonction de L_0/D

L_0/D	1	2	3	4	5	6	7	8
a (ressort guidé aux extrémités : cas C et D)	0,72	0,71	0,68	0,63	0,53	0,38	0,26	0,19
a (ressort non guidé aux extrémités)	0,72	0,63	0,38	0,20	0,11	0,07	0,05	0,04

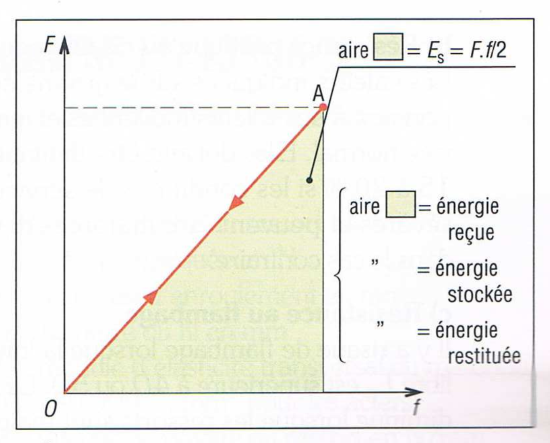
d) Énergie stockée (E_s)

Pour des ressorts parfaitement élastiques, l'énergie stockée E_s correspond à l'énergie reçue au moment de la compression et a même valeur que celle restituée pendant la détente.



$$E_s = 1/2.F.f$$

E_s : énergie stockée en joules
$f = L - L_0$: course en mm
F : charge sur le ressort en N

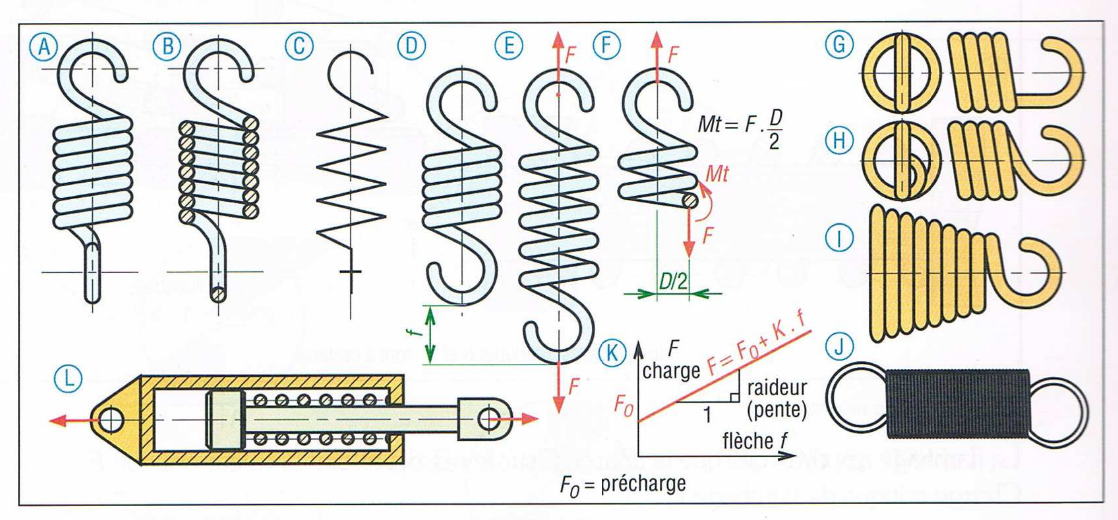


9. Énergie mise en jeu lors des déformations.

IV - Ressorts de traction cylindriques à spires

Les spires sont jointives ou en contact au repos car ces ressorts sont légèrement préchargés au moment de leur fabrication (tension initiale F_0 valant 10 à 25 % de la valeur de la charge maximale admissible).

La déformation lors des surcharges n'est pas limitée comme dans le cas des ressorts de compression (pas d'effet de « bloc solide » protecteur).



10. Ressorts de traction : principales caractéristiques (NF ISO 2162...).

Représentations normalisées (cas A, B, C), formes de boucles possibles (G, H, I, J). La réduction progressive du diamètre des spires (cas I) permet de diminuer les concentrations de contraintes au niveau du crochet, point faible de ces ressorts. Pour les cas difficiles, il est préférable d'utiliser un ressort de compression transformé plutôt qu'un ressort de traction (cas L). L'étude de ces ressorts (contraintes, énergie stockée, associations...) est analogue à celle des ressorts de compression (D, E, F, K). Mêmes formules pour τ, τ_{maxi}, K_d et K_s **(Fig. 6)**.

Formules utiles (calculs : voir aussi NF EN 13906-2) ; $E_s = (F + F_0)f/2$

Flèche $f = \dfrac{8.N_a.D^3.(F - F_0)}{G.d^4}$	**Raideur** $K = \dfrac{G.d^4}{8.N_a.D^3} = \dfrac{F - F_0}{f}$

Unités : F, charge sur le ressort, et F_0 précharge en N ; N_a : nombre de spires actives ; d et D en mm ; G en N/mm^2 (module d'élasticité transversal du matériau).

V - Ressorts de torsion

Il existe trois familles : les barres de torsion, les ressorts de torsion cylindriques à spires et ressorts en spirale.
Dans les trois cas, l'énergie stockée est :

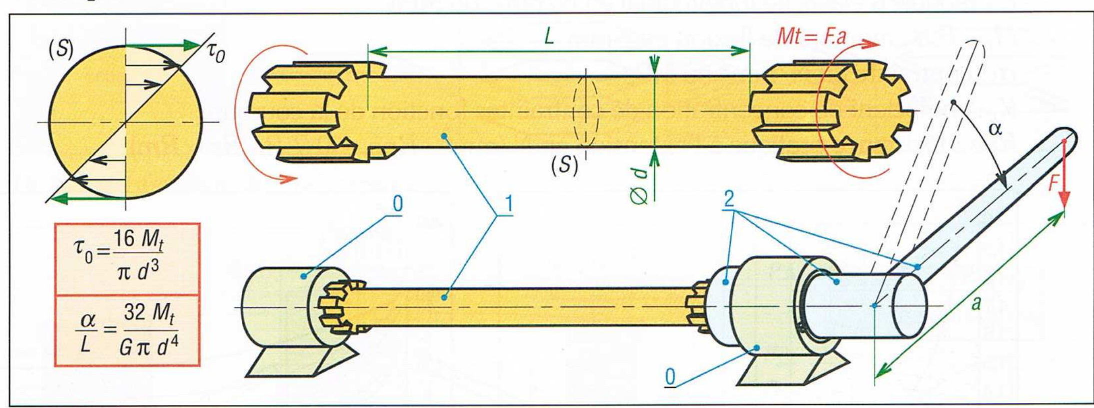
$$E_s = 1/2.Mt.\alpha$$

E_s : énergie stockée en joules
Mt : couple $F.a$ en mN
α : angle de torsion en radians

1. Barres de torsion

Surtout utilisées dans les suspensions d'automobiles, elles ont la forme d'une barre cylindrique pleine avec des cannelures aux extrémités pour ancrage.

Principe

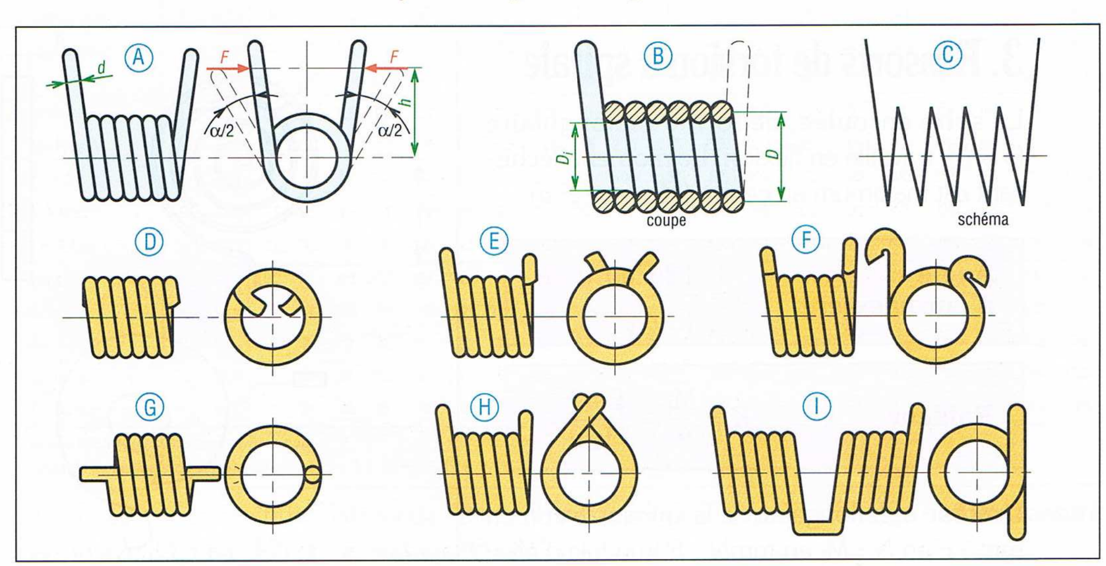


11. Barre de torsion.

Remarques : liaison 2/0 = liaison pivot, α = angle de torsion, $d.L$ = partie active ; le matériau travaille en torsion.

Unités : α en radians ; L, d et a en mm ; F en N ; Mt en Nmm ; G et la contrainte en N/mm^2.

2. Ressorts de torsion cylindriques à spires



12. Ressorts de torsion à spires. Représentation et charges : A-B-C ; extrémités possiblbes : D à I.

Ces ressorts sont généralement montés sur un axe qui les traverse. Le diamètre de l'axe doit être plus petit que le diamètre intérieur D_i du ressort afin de tenir compte de la contraction sous charge.

La déformation du ressort résulte de la flexion du fil des spires.

Formules utiles (issues de la résistance des matériaux, cas de la flexion) :

Angle d'enroulement	Raideur	Contrainte maxi (flexion)
$\alpha = \dfrac{64\ F.h.D.N}{E.d^4}$	$K = \dfrac{E.d^4}{64\ N.D} = \dfrac{M_f}{\alpha}$	$\sigma = K_f\ \dfrac{32\ h.F}{\pi.d^3} \leqslant Rpe$

Unités (calculs : voir aussi NF EN 13906-3)

D, d et h en mm

α : angle d'enroulement en radians

F : charge en N

N : nombre de spires actives

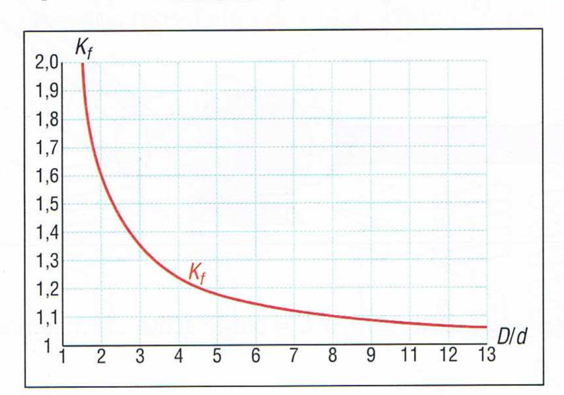
E : module d'élasticité longitudinal en N/mm^2 ou MPa

$M_f = F.h$: moment de flexion en Nmm

σ : contrainte en N/mm^2 ou MPa

K_f : coefficient de concentration de contraintes fonction de la courbure

Rpe : résistance pratique à l'extension en N/mm^2 ; $Rpe \simeq 0{,}7\ Rr$ ($Rr = Rm$)



13. Coefficient de concentration de contraintes K_f.

14. Résistance pratique à l'extension de quelques matériaux.

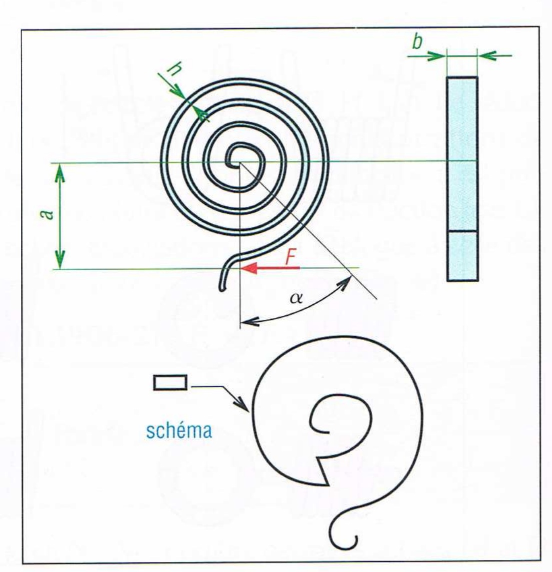
Remarques : les valeurs de Rpe proposées sur le graphe conviennent à un service normal. Il faut majorer de 15 à 20 % si les conditions de service sont sévères et diminuer d'autant dans le cas contraire.

3. Ressorts de torsion à spirale

La spire enroulée, de forme rectangulaire ($b \times h$), travaille en flexion. Le moment fléchissant est maximum au centre ($M_{f\ maxi} = F.a$).

Angle d'enroulement	$\alpha = \dfrac{12.F.a.L}{E.b.h^3}$
Raideur	$K = \dfrac{M_f}{\alpha} = \dfrac{E.b.h^3}{12\ L}$

Unités : a, L (longueur de la spirale), b et h en mm ; F en N ; M_f en mmN ; E (module d'élasticité longitudinal du matériau) en N/mm^2.

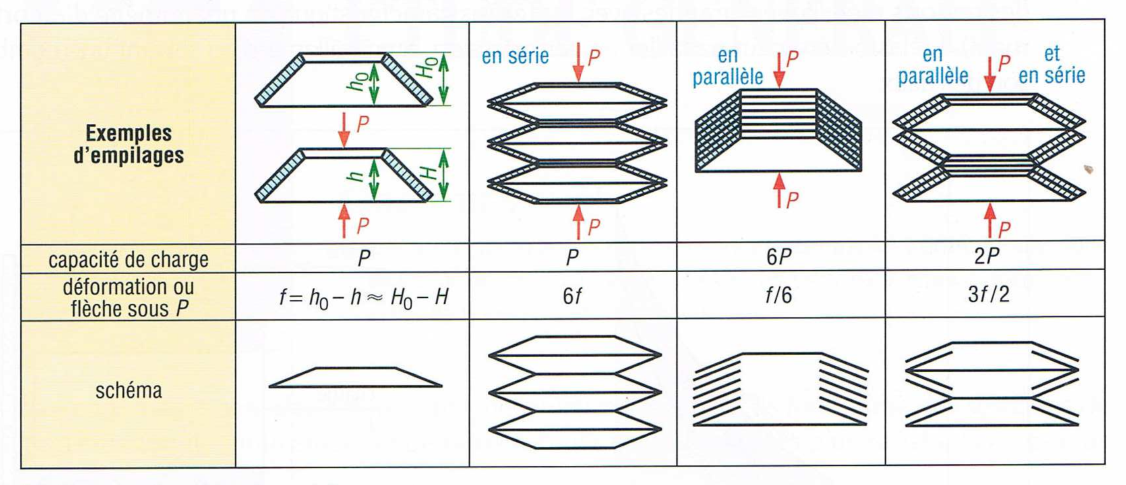


15. Ressort de torsion à spirale (NF ISO 2162).

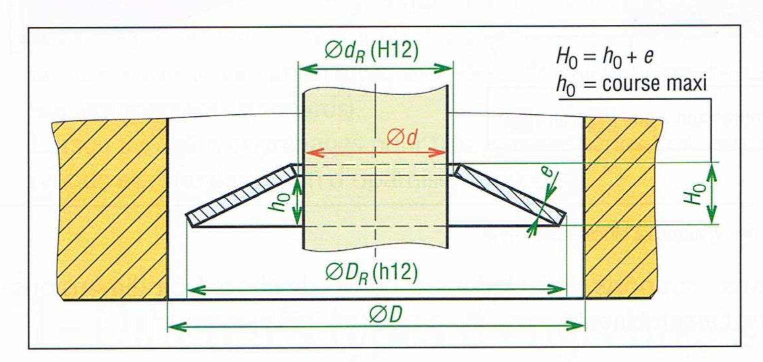
VI – Rondelles ressorts (« type Belleville »)

De forme tronconique, elles permettent de réaliser simplement et « sur mesure » des ressorts de compression à l'unité ou en petites séries. Le matériau (C65, C70, C75 et 50CrV4 si $e < 4$; 45SiCrMo6 et 45SiCr7 si $e \geqslant 4$, etc.) travaille en flexion, dureté maxi 48HRC.

Différents empilages sont possibles : en série, en parallèle ou une combinaison des deux. L'utilisateur peut choisir entre plusieurs raideurs et plusieurs déformations.



16. Exemples d'empilages de rondelles ressorts.



17. Dimensions des rondelles élastiques et cotes de montage.

18. Courbe effort/déformation.

Rondelles ressorts coniques ou dynamiques («Belleville») : principales dimensions (NFE 25-104)

	d	mm	4	5	6	7	8	9	10	11	12	14	16	18	20	22	25	28	30	35	40	45
dimensions	D_R	mm	8	10	12,5	14	16	18	20	22,5	25	28	31,5	35,5	40	45	50	56	63	71	80	90
communes	d_R	mm	4,2	5,2	6,2	7,2	8,2	9,2	10,2	11,2	12,2	14,2	16,3	18,3	20,4	22,4	25,4	28,5	31	36	41,0	46,0
	D	mm	8,5	10,5	13	14,5	16,5	18,5	20,5	23	25,6	28,6	32,4	36,4	41	46	51	57,2	64,5	72,5	81,5	91,5
série	e_A	mm	0,4	0,5	0,7	0,8	0,9	1	1,1	1,25	1,5	1,5	1,75	2	2,25	2,5	3	3	3,5	4	5	5
épaisse A	h_A	mm	0,6	0,75	1	1,1	1,25	1,4	1,55	1,75	2,05	2,15	2,45	2,80	3,15	3,5	4,1	4,3	4,9	5,6	6,7	7
$f = 0{,}25\ h_0$	P_{1A}	daN	7	12	24	28	36	45	54	69	105	104	139	186	234	278	425	413	540	736	1 182	1 129
$f = 0{,}50\ h_0$	P_{2A}	daN	14	22	45	54	69	86	105	133	203	198	267	357	448	533	821	788	1 040	1 412	2 292	2 165
$f = 0{,}75\ h_0$	P_{3A}	daN	21	32	66	79	101	125	152	193	296	286	387	518	651	774	1 197	1 137	1 503	2 049	3 356	3 146
série	e_B	mm	0,3	0,4	0,5	0,5	0,6	0,7	0,8	0,8	0,9	1,0	1,25	1,25	1,5	1,75	2	2	2,5	2,5	3	3,5
mince B	h_B	mm	0,55	0,7	0,85	0,9	1,05	1,20	1,35	1,45	1,60	1,80	2,15	2,25	2,65	3,05	3,40	3,60	4,25	4,50	5,30	6,0
$f = 0{,}25\ h_0$	P_{1B}	daN	5	8	12	12	17	23	30	30	37	48	79	73	111	153	195	190	294	289	445	580
$f = 0{,}50\ h_0$	P_{2B}	daN	7	15	21	20	30	41	54	53	65	84	141	127	195	270	348	333	527	504	784	1 034
$f = 0{,}75\ h_0$	P_{3B}	daN	11	20	29	27	41	56	74	71	87	111	191	169	262	365	470	443	719	671	1 052	1 406

f est la flèche ; *d* est le diamètre nominal.
Exemple de désignation : rondelle ressort 25 × 1,5 ; NFE 25-104.

Le guidage ou le maintien latéral de l'ensemble des rondelles après montage doit être assuré par un axe (Ø *d* fig. 17) ou un alésage (Ø *D*).

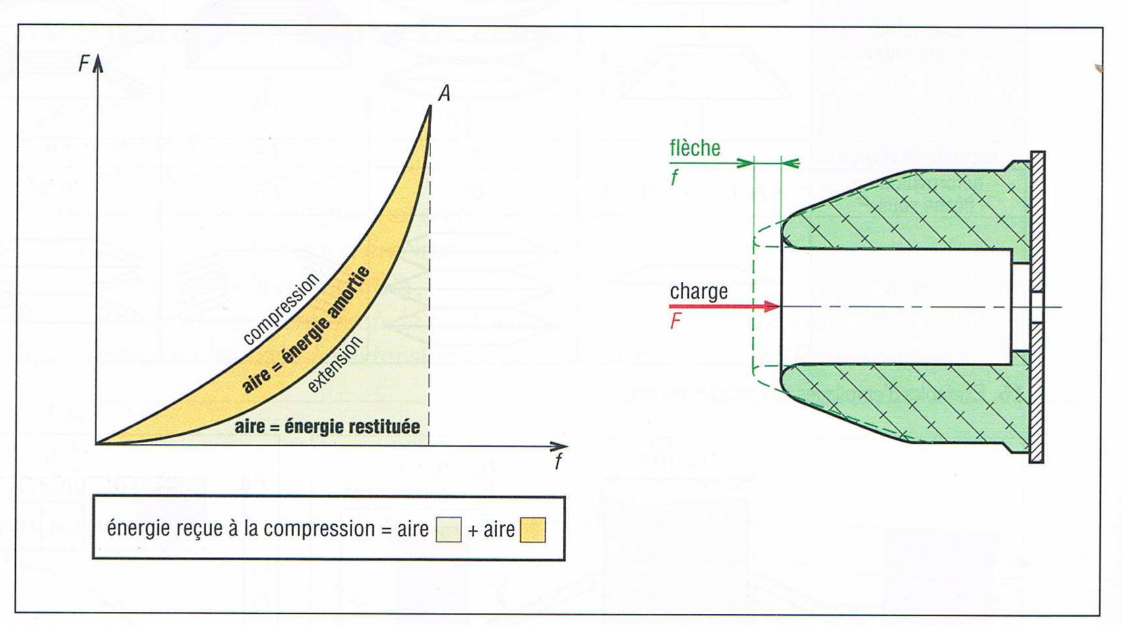
Une série épaisse (type A), une série mince (type B) et d'autres variantes sont disponibles.

VII – Liaisons élastiques par blocs élastomères

À base d'élastomère, ces liaisons possèdent à des degrés divers des propriétés d'élasticité et d'amortissement.

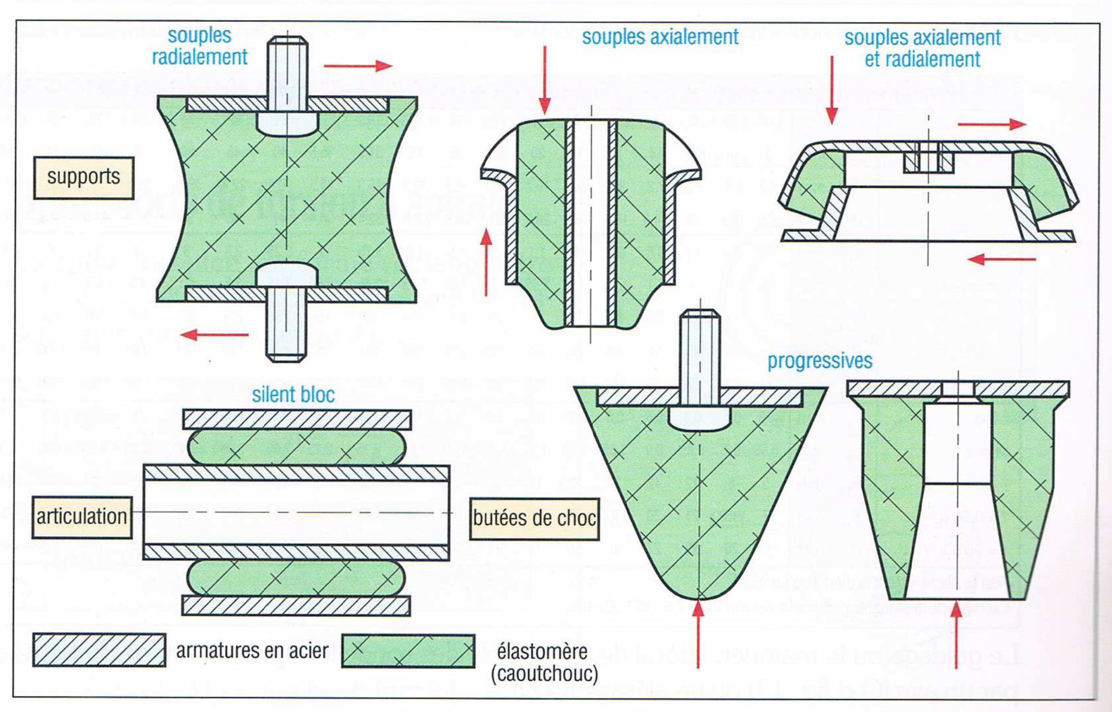
L'amortissement se traduit par un freinage du mouvement réduisant les amplitudes des oscillations et des vibrations.

La déformation (flèche *f*) des élastomères sous l'action d'une charge *F* est différente de celle des ressorts métalliques (graphes avec hystérésis caractéristique du phénomène d'amortissement). L'élastomère peut travailler en compression, au cisaillement ou suivant une combinaison des deux.



19. Principe de l'amortissement des systèmes à blocs élastomères.

Principales réalisations : supports, articulations et butées de chocs (voir dimensions dans le chapitre 20 : éléments d'assemblage).



20. Exemples de réalisations : voir dimensions pages 219 à 221.



ENGRENAGES ÉTUDE GÉNÉRALE

Objectifs

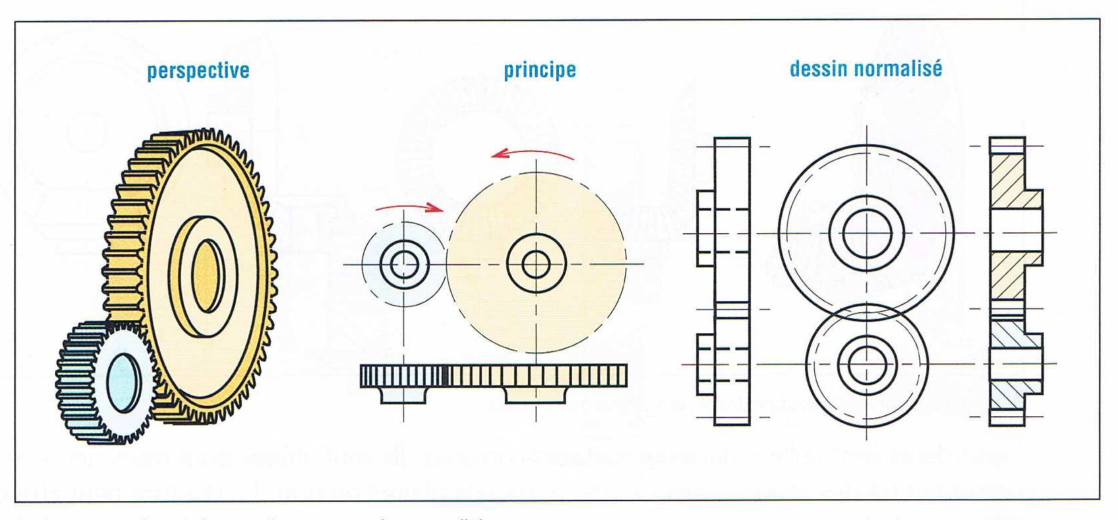
- Décrire et indiquer les caractéristiques essentielles (terminologie, formules, étude cinématique, propriétés) des principaux types d'engrenages et des dentures en développante de cercle.

Les engrenages sont des composants mécaniques essentiels. Ils font partie des systèmes de transmission de mouvement et de puissance les plus utilisés, les plus résistants et les plus durables.
Ils sont normalisés. Les engrenages fabriqués avec la norme internationale ISO présentent l'avantage d'être facilement interchangeables et permettent des possibilités de fabrication plus économiques (conception type, méthodes de calcul normalisées, taillage et contrôle automatisés, équipements standards).
Lorsqu'il s'agit d'engrenages pour très grandes séries (automobiles…) les constructeurs s'écartent de ces standards afin d'optimiser les coûts.

I - Différents types d'engrenages

Définition : on appelle engrenage l'ensemble des deux roues dentées engrènant l'une avec l'autre.

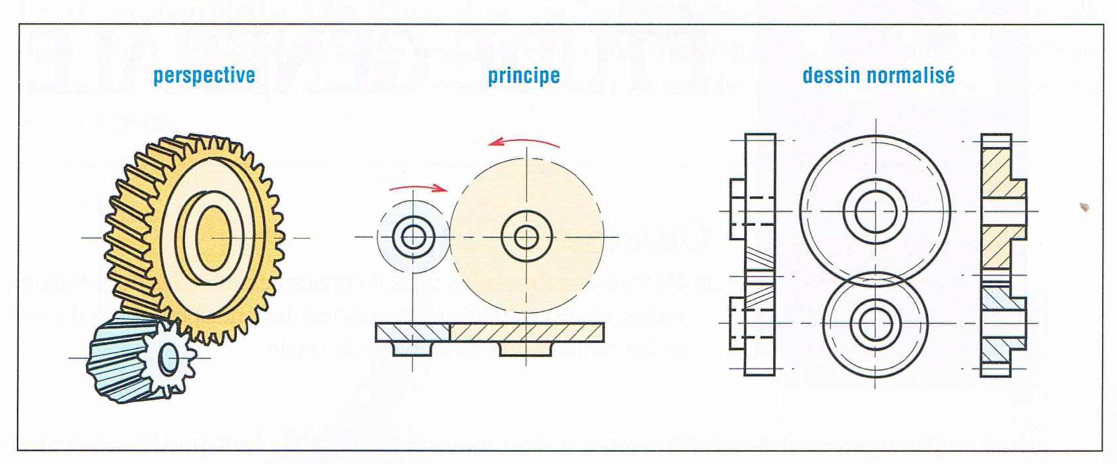
1. Engrenages droits à denture droite



1. Engrenage droit à denture droite pour arbres parallèles.

Les plus simples et les plus économiques, ils sont utilisés pour transmettre le mouvement et la puissance entre deux arbres parallèles. Les dents des deux roues de l'engrenage sont parallèles à l'axe de rotation des arbres.
Du fait de leur relative simplicité, ils sont souvent utilisés pour introduire les relations de cinématique et les définitions normalisées concernant la géométrie des engrenages.

2. Engrenages droits à denture hélicoïdale

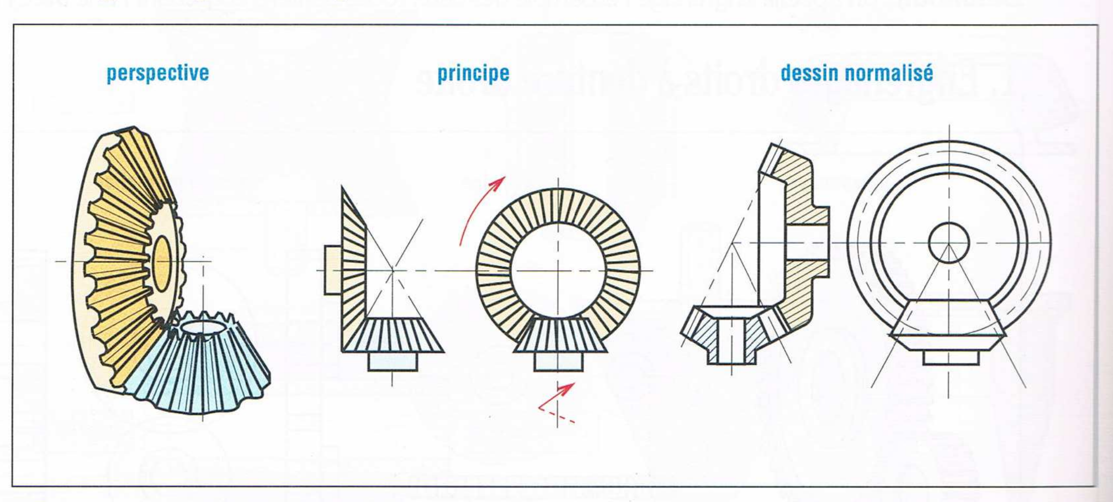


2. Engrenage droit à denture hélicoïdale pour arbres parallèles.

De même usage que les précédents, ils sont très utilisés en transmission de puissance ; les dents des roues sont inclinées par rapport à l'axe de rotation des deux arbres.
À taille égale, ils sont plus performants que les précédents pour transmettre puissance et couple. Du fait d'une meilleure progressivité et continuité de l'engrènement ils sont aussi plus silencieux.
L'inclinaison de la denture engendre des efforts axiaux, suivant l'axe de l'arbre, qui doivent être supportés par les paliers et des couples supplémentaires qui accentuent le fléchissement des arbres.

Remarque : ils sont parfois utilisés pour transmettre le mouvement entre des arbres non parallèles et sont appelés engrenages gauches.

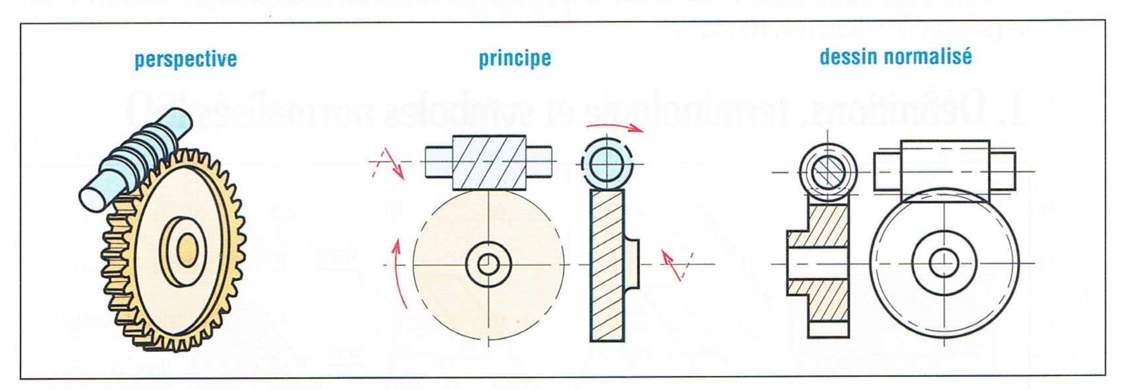
3. Engrenages coniques



3. Engrenage conique à denture droite pour arbres concourants.

Leurs dents sont taillées dans des surfaces coniques. Ils sont utilisés pour transmettre le mouvement entre des arbres concourants, perpendiculaires ou non. La denture peut être droite mais aussi hélicoïdale, ou spirale.

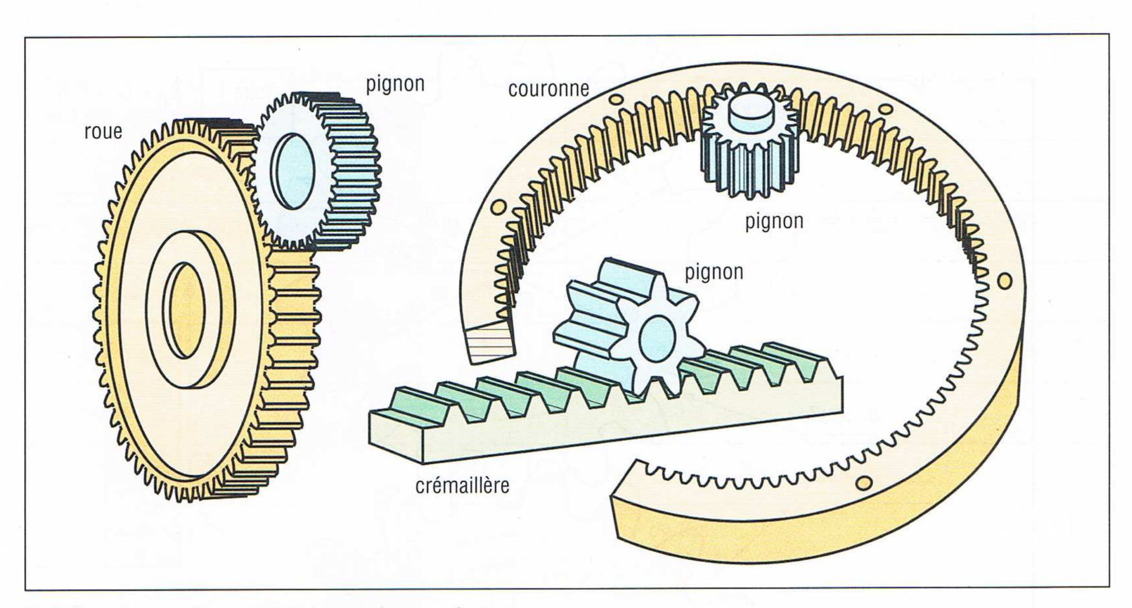
4. Engrenages roue et vis sans fin



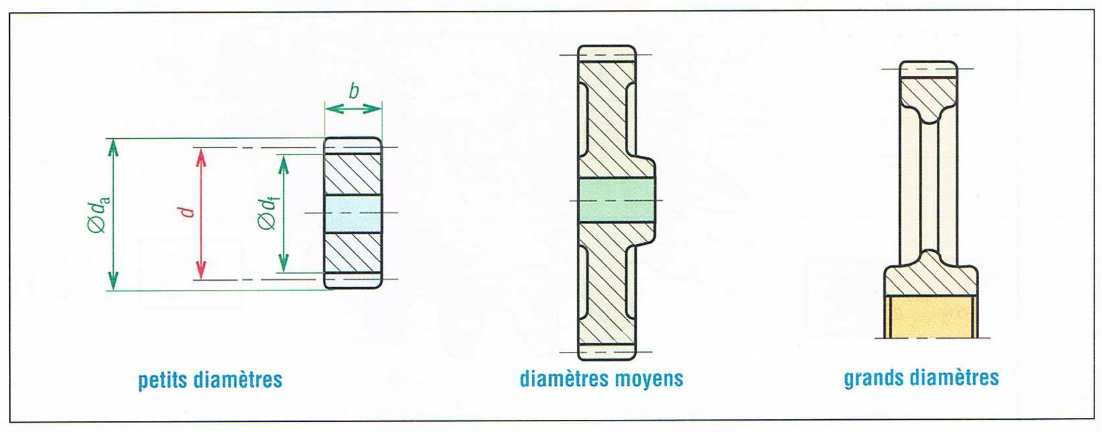
4. Engrenages roues et vis entre arbres orthogonaux.

L'une des roues ressemble à une vis et l'autre à une roue hélicoïdale. Le sens de rotation de la roue dépend de celui de la vis mais aussi de l'inclinaison de la denture, filet à droite ou à gauche. L'irréversibilité est possible.

II - Engrenages droits à denture droite



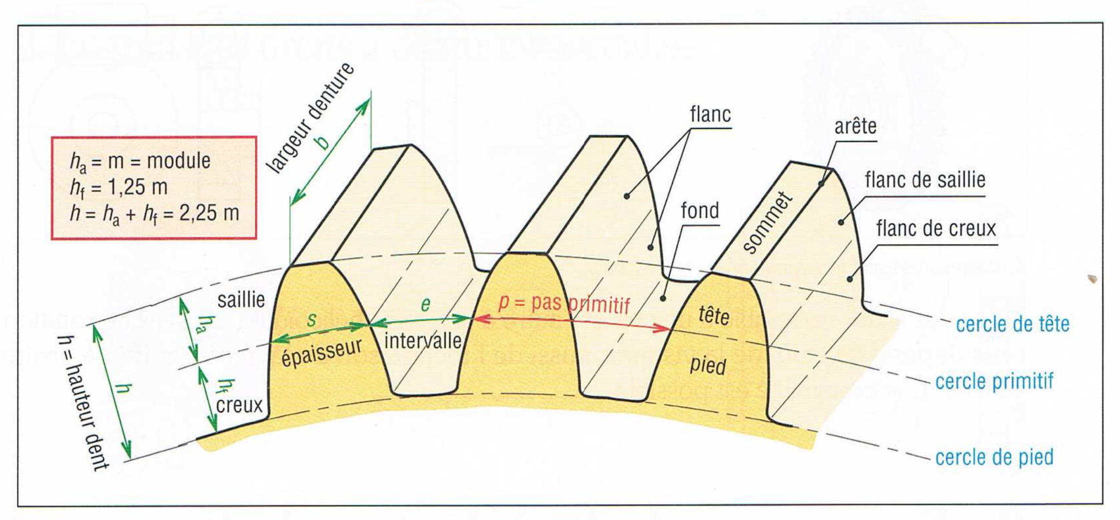
5. Différents types d'engrenages droits à dentures droites.



6. Différentes formes de roues dentées.

Les engrenages typiques sont pignon/roue, pignon/couronne intérieure et pignon crémaillère. Le pignon est la plus petite des deux roues ; c'est souvent la roue menante. La forme des roues varie avec les dimensions (fig. 7).

1. Définitions, terminologie et symboles normalisés ISO



7. Symboles et vocabulaire utilisés pour décrire la forme de la denture (denture normale).

roue 1 $Z_1 = 17$

$d_{a1} = d_1 + 2\,m$
$d_{f1} = d_1 - 2{,}5\,m$

roue 2 $Z_2 = 20$

$d_{a2} = d_2 + 2\,m$
$d_{f2} = d_2 - 2{,}5\,m$

$d_1 = mZ_1$

$d_2 = mZ_2$

$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m\,(Z_1 + Z_2)}{2}$

a (entraxe)

$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{Z_1}{Z_2}$

Ø de tête 1, Ø primitif 1, Ø de pied 1, d_{f1}, d_1, d_{a1}, O_1, ω_1, p, πm, 1,25 m, m

Ø primitif 2, Ø de tête 2, Ø de pied 2, d_{f2}, d_{a2}, d_2, O_2, ω_2

8. Entraxe, diamètres, pas et *m* module normalisé (denture normale).

Valeurs normalisées du module *m* (NF ISO 54...)									
valeurs principales en mm					valeurs secondaires en mm				
0,06	0,25	1,25	5	20	0,07	0,28	1,125	5,5	22
0,08	0,30	1,5	6	25	0,09	0,35	1,375	7	28
0,10	0,40	2	8	32	0,11	0,45	1,75	9	36
0,12	(0,50)	2,5	10	40	0,14	(0,55)	2,75	11	45
0,15	(0,80)	3	12	50	0,18	(0,7)	3,5	14	55
0,20	1,0	4	16	60	0,22	(0,9)	4,5	18	70

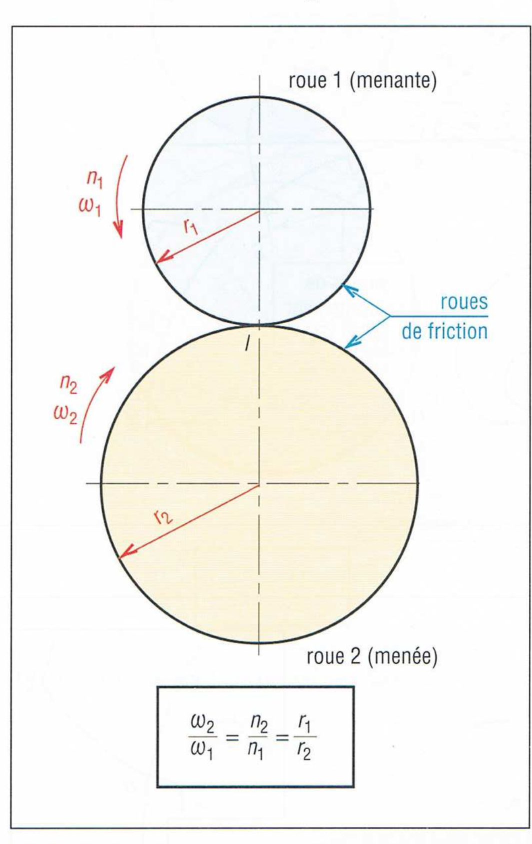
( ) entre parenthèses, ancienne normalisation

Caractéristiques et formules des engrenages droits à denture droite		
caractéristiques	symboles ISO	observations et formules usuelles
vitesse angulaire	ω	$\omega = \frac{\pi . n}{30} \approx 0{,}1n$ (unités : rad/s)
nombre de tours par minute	n	n_1 (roue 1) et n_2 (roue 2)
module	m	valeurs normalisées (tableau des modules)
pas primitif	p	$p = \pi m = 3{,}14159\, m$ ($p = p_1 = p_2$)
nombre de dents	Z	Z_1 (roue 1) et Z_2 (roue 2)
rayon primitif	r	r_1 (roue 1) et r_2 (roue 2) ; $r = d/2$
diamètre primitif	d	$d_1 = mZ_1$ et $d_2 = mZ_2$
entraxe entre les 2 roues	a	$a = r_1 + r_2 = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(Z_1 + Z_2)}{2}$
largeur de la dent	b	$b = k.m$ ($7 \leqslant k \leqslant 12$)
saillie	h_a	$h_a = m$
creux	h_f	$h_f = 1{,}25m$
hauteur de dent	h	$h = h_a + h_f = 2{,}25m$
diamètre de tête	d_a	$d_a = d + 2m$
rayon de tête	r_a	$r_a = r + m = d_a/2$
diamètre de pied	d_f	$d_f = d - 2{,}5m$
rayon de pied	r_f	$r_f = r - 1{,}25m = d_f/2$
épaisseur de la dent	s	$s_1 = e_2 = s_2 = e_1 = \pi m/2$ (avec jeu nul)
intervalle	e	$s_1 + e_1 = s_2 + e_2 = p$
angle de pression	α	valeur usuelle : $\alpha = 20°$
rayon de base	r_b	$r_b = d_b/2$
diamètre de base	d_b	$d_b = d.\cos\alpha$
pas de base	p_b	$p_b = p.\cos\alpha$

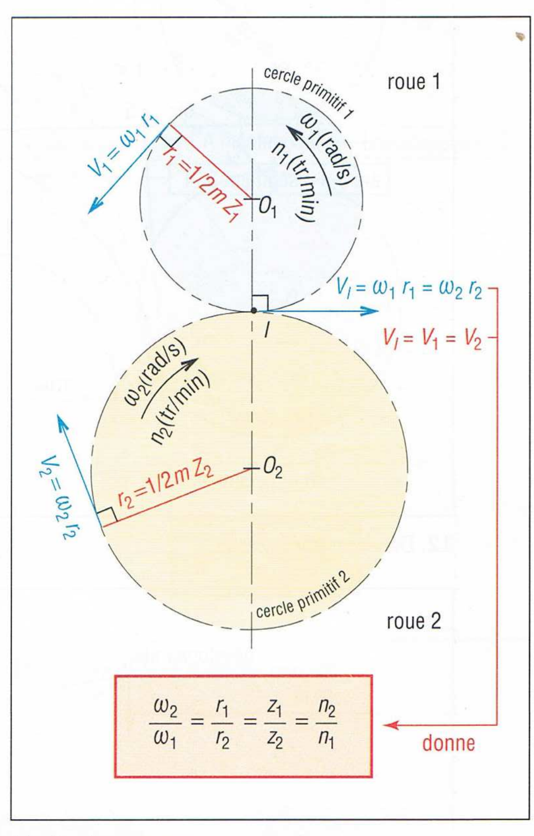
Exemple : pour l'engrenage dessiné **(fig. 8)** $Z_1 = 17$ dents, $Z_2 = 20$ dents, module $m = 4$ mm, déterminons les principales caractéristiques.

Pas primitif : $p = \pi m = \pi \times 4 = 12{,}56$ mm
Diamètres primitifs : $d_1 = mZ_1 = 4 \times 17 = 68$ mm et $d_2 = mZ_2 = 4 \times 20 = 80$ mm
Entraxe : a = $\frac{1}{2}(d_1 + d_2) = 74$ mm
Hauteur de saillie : $ha_1 = ha_2 = m = 4$ mm
Hauteur de creux : $hf_1 = hf_2 = 1{,}25m = 5$ mm
Hauteur de dent : $h_1 = h_2 = ha + hf = 9$ mm
Largeur des dents : $7m \leqslant b \leqslant 12m$ ou $28 \leqslant b \leqslant 48$ mm

2. Étude cinématique



10. Roues de friction.



11. Cas des engrenages.

Lorsque la roue 1 engrène avec la roue 2, les cercles primitifs des deux roues roulent l'un sur l'autre sans glisser au point I (pas de patinage, analogie avec deux roues de friction roulant l'une sur l'autre sans glisser).
Si V_1 est la vitesse linéaire des points du cercle primitif 1 et V_2 celle des points du cercle primitif 2, le non glissement en I, point de contact des deux cercles, se traduit par $V_1 = V_2 = V_I$.

Exemple : on souhaite construire un réducteur de façon à ce que la vitesse d'entrée de 1 500 tr/min soit réduite à 500 tr/min. Si $Z_1 = 18$, quelle est la valeur de Z_2 ? Si $m = 3$, quelle est la valeur de d_2 ?

Rapport de transmission : $n_2/n_1 = 500/1\,500 = 1/3$
Rapport des nombres de dents : $Z_2/Z_1 = n_1/n_2 = 3/1 = 3$
$Z_2 = 3.Z_1 = 54$ dents
$d_2 = mZ_2 = 3.54 = 162$ mm

Remarque :
$d_1 = mZ_1 = 3.18 = 54$ mm
$d_2/d_1 = 162/54 = 3 = n_1/n_2$

a) Circonférence primitive : de périmètre ($\pi.d$), elle doit impérativement comporter un nombre entier de dents (Z) toutes placées à intervalles successifs égaux au pas primitif (p). Il en résulte que :

$\pi.d = p.Z$ = périmètre circonférence primitive.

En posant :

$m = p/\pi$ = module

l'expression se simplifie et devient :

$d = m.Z$

Indices normalisés utilisés	
indice	observations
1	relatif au pignon
2	relatif à la roue
a	de tête
b	de base
f	de pied
n	réel (ou normal)
t	apparent (ou tangentiel)

b) Pas primitif (p)

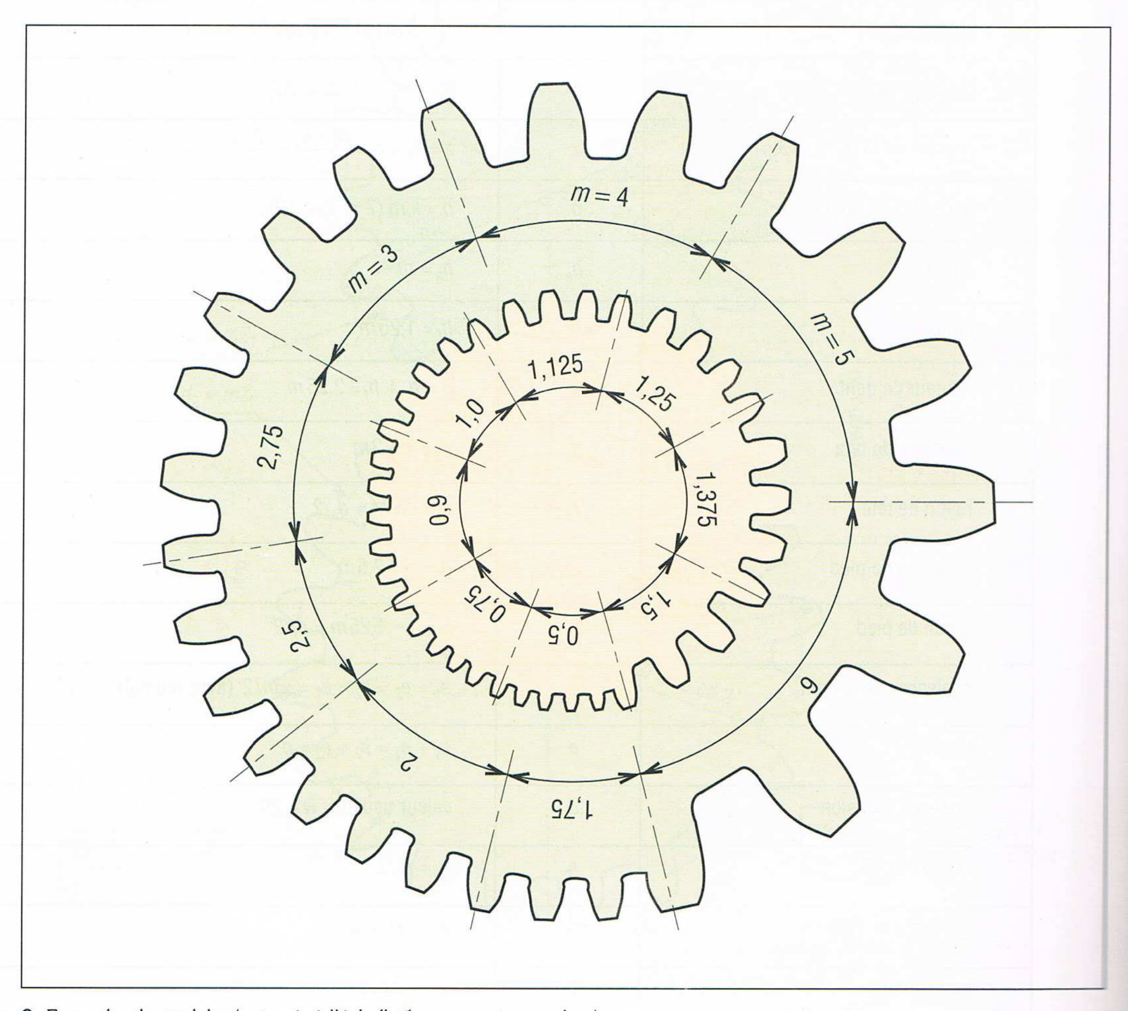
$$p = \frac{\text{circonférence primitive}}{\text{nombre de dents}} = \frac{\pi.d}{Z} = \frac{\pi.(mZ)}{Z} = \pi m = 3{,}141\,59\,m$$

c) Module (m)

Quel que soit le nombre de dents, toutes les roues de même module et de même angle de pression (α) peuvent être fabriquées à partir du même outil.

Pour limiter le nombre des outils et des systèmes de mesure, une série de modules a été normalisée (tableau p. 337).

L'épaisseur de la dent et sa résistance dépendent du choix du module. Ce choix ne doit pas être improvisé mais étudié et calculé (voir chapitre 31 : efforts sur les dentures).

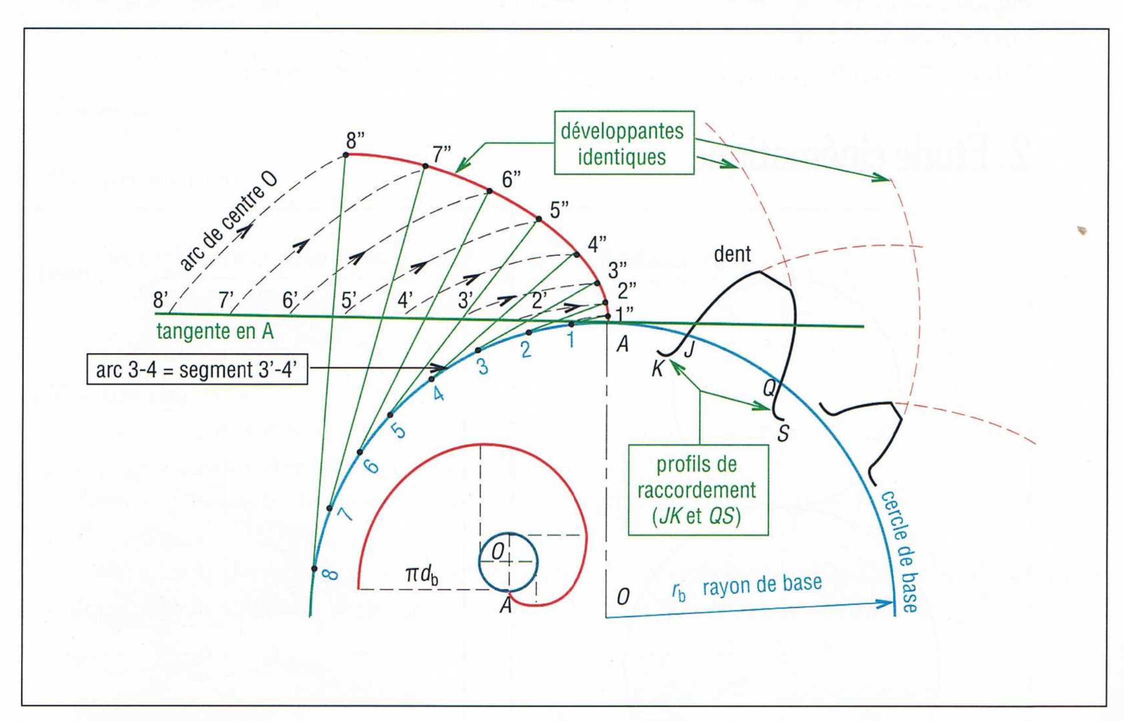


9. Exemples de modules (≃ tracés à l'échelle 1 ou en vraie grandeur).

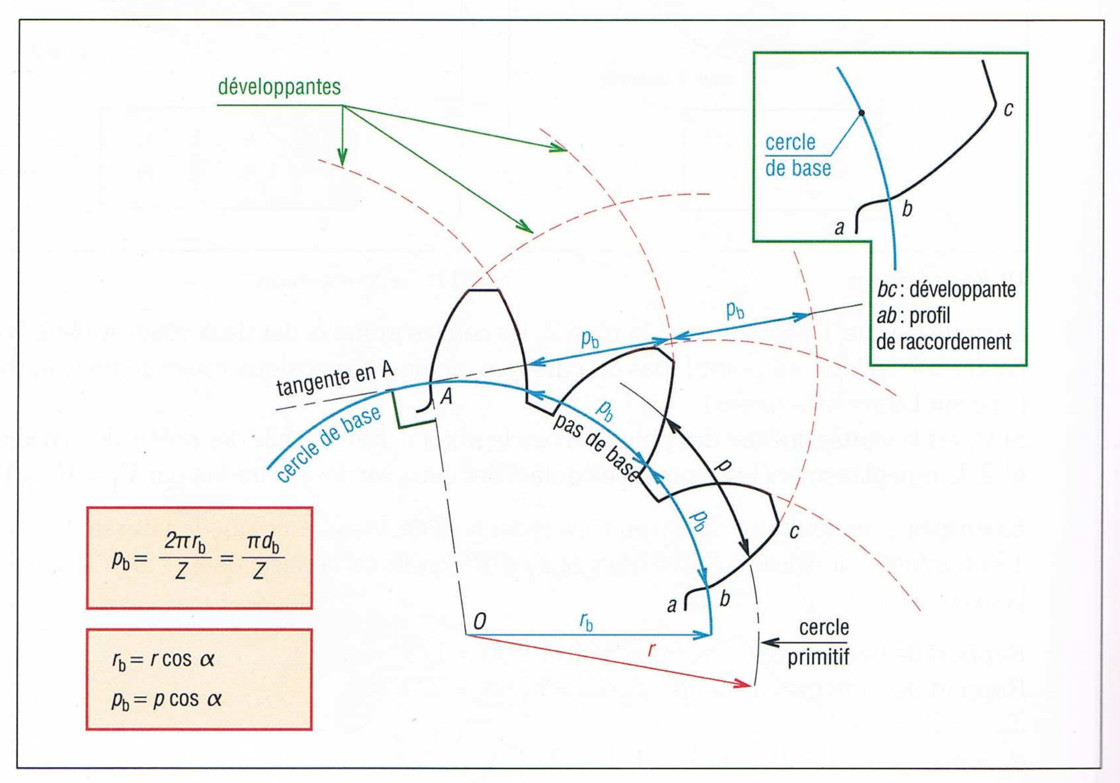
3. Étude du profil en développante de cercle

a) Développante de cercle

Le cercle qui sert de support au tracé de la développante est appelé cercle de base (rayon r_b).
Les développantes tracées à partir d'un même cercle de base sont toutes géométriquement identiques ou superposables.
Les profils des flancs et faces des dents suivent rigoureusement la géométrie de la développante.



12. Développante de cercle.



13. Pas de base p_b.

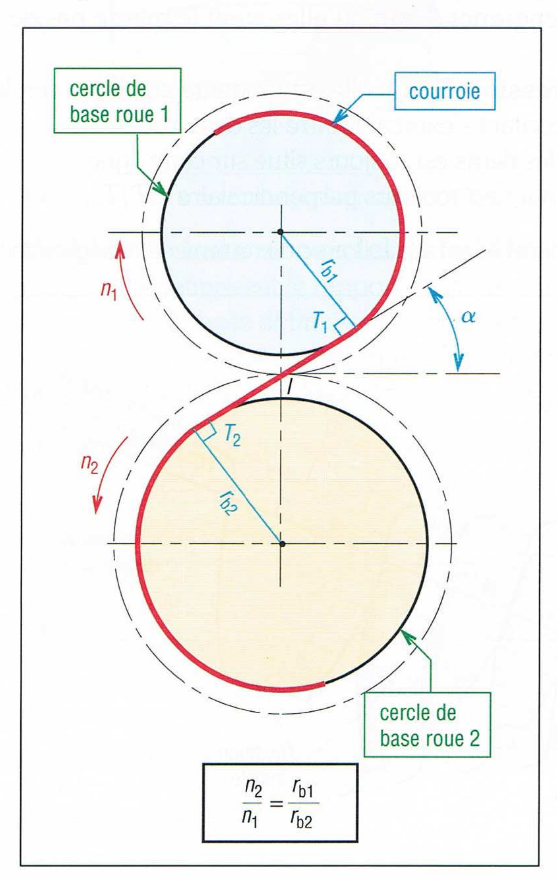
Remarque : pour la tangente au point repère 8, le segment 88" est égal à l'arc 8A lui-même égal au segment 8'A. La remarque est la même pour les autres points.

b) Propriétés et caractéristiques du profil en développante de cercle

Le profil en développante de cercle est le plus utilisé ; il est insensible aux variations d'entraxes et se laisse tailler à l'aide d'outils relativement simples.

Le profil cycloïdal, également utilisé, est surtout employé en micromécanique.

Propriété : il permet d'obtenir des roues avec de petits nombres de dents sans interférence de taillage. Inconvénient : il est sensible aux variations d'entraxes.

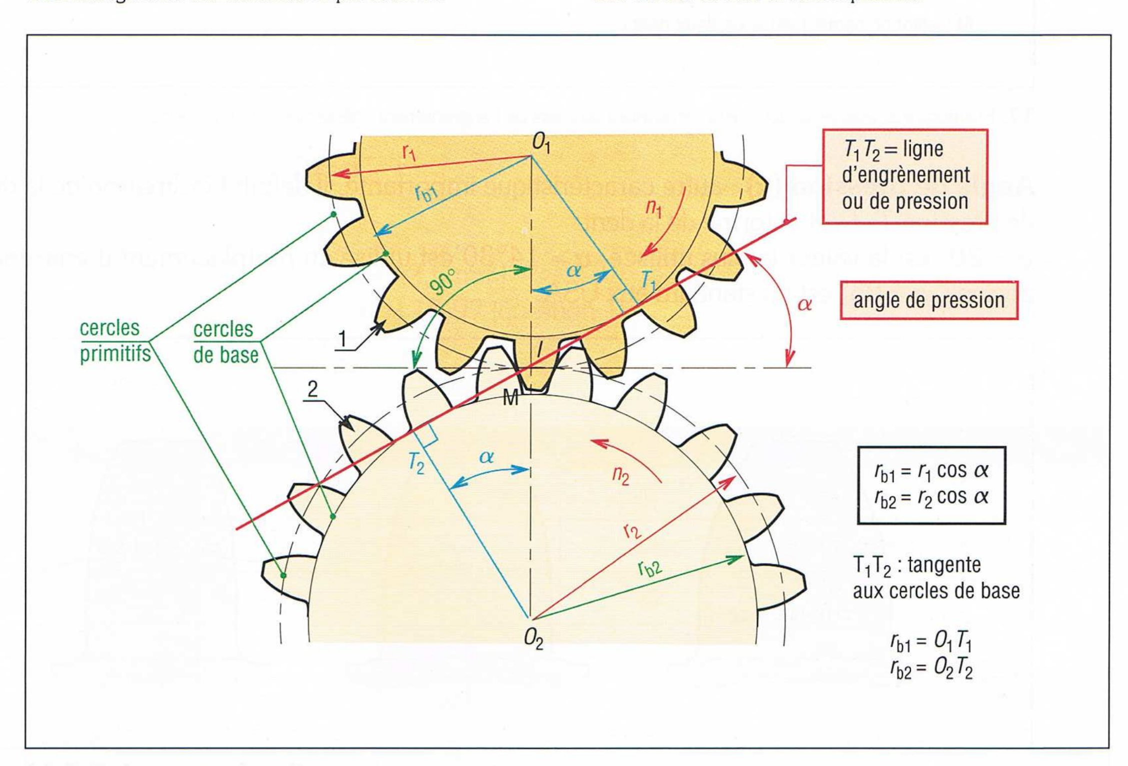


14. Analogie avec une transmission par courroie.

cercle primitif 1
cercle de base 1
O_1
r_1
tangente commune
r_{b1}
A_1
T_1
développante 2
développante 1
M
I
T_2
A_2
r_{b2}
O_2
r_2
cercle de base 2
cercle primitif 2

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{r_{b1}}{r_{b2}} = \frac{r_1}{r_2}$$

15. Cercles de base et cercles primitifs.



16. Angle de pression et ligne d'engrènement.

Profils conjugués : les profils en développante font partie des profils conjugués. Les profils conjugués sont des profils qui transmettent le mouvement d'une roue à une autre sans à-coups, de façon régulière, sans fluctuation, même infime, du rapport de l'engrenage (n_2/n_1 = constante).

Pas de base (p_b) : il est égal à la longueur de l'arc, mesuré sur le cercle de base, entre deux dents consécutives. C'est aussi la distance entre les profils des dents successives.

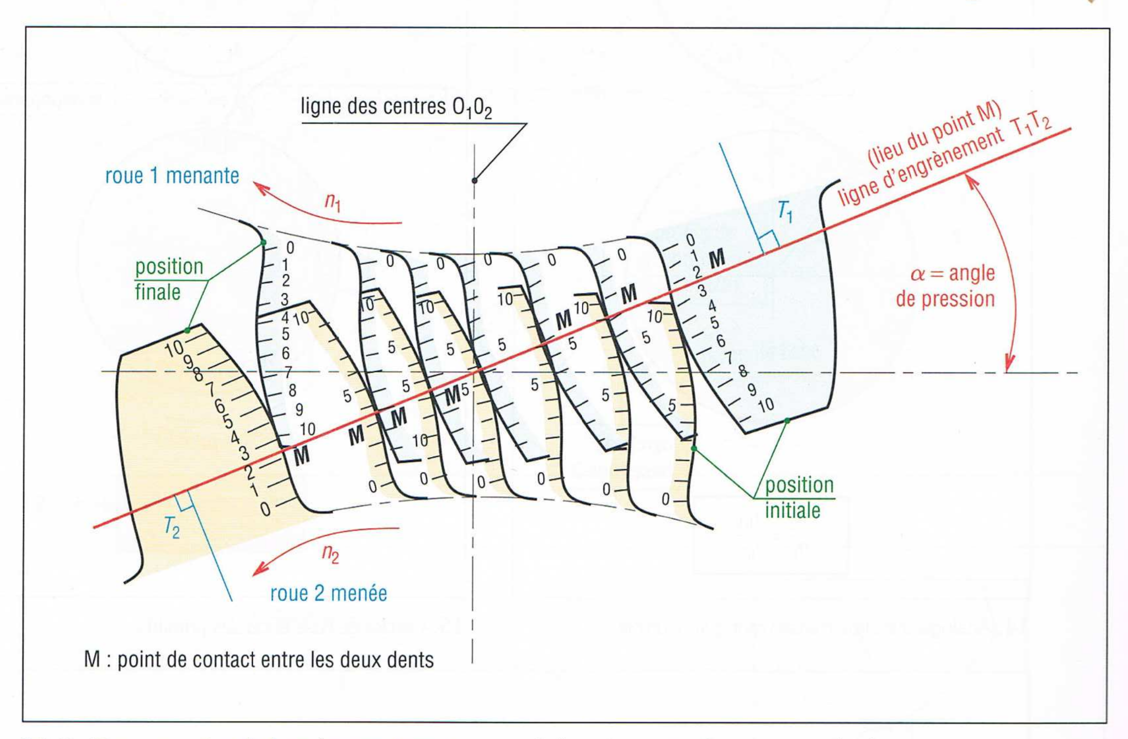
Règle : pour que deu x roues puissent engrener il faut qu'elles aient le même pas de base ($p_{b1} = p_{b2}$).

Ligne d'engrènement ou ligne de pression T_1T_2 : elle est tangente aux deux cercles de base et porte en permanence l'effort de contact s'exerçant entre les deux roues.

Propriétés : le point de contact (M) entre les dents est toujours situé sur cette ligne.

La tangente en M aux deux profils en contact est toujours perpendiculaire à T_1T_2.

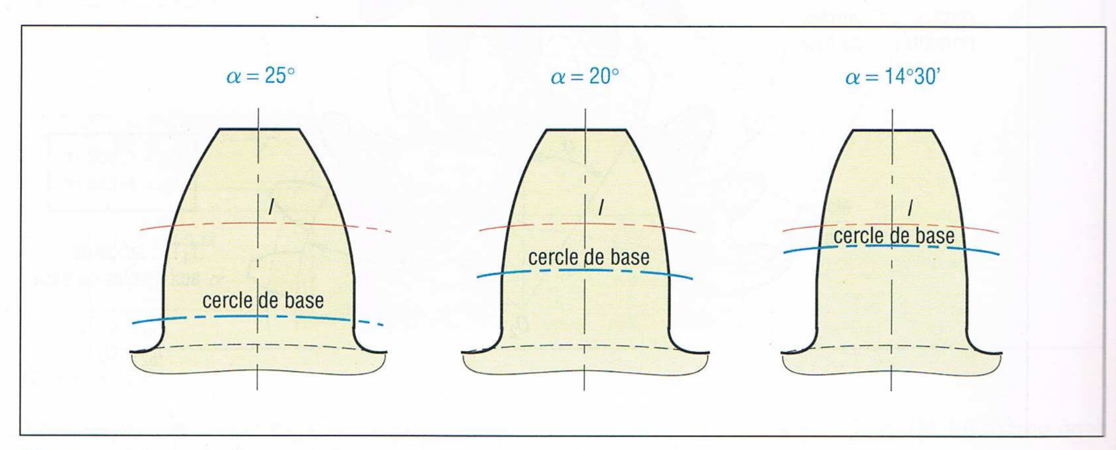
Remarque : le contact en M entre les deux dents se fait à la fois avec du roulement et du glissement.



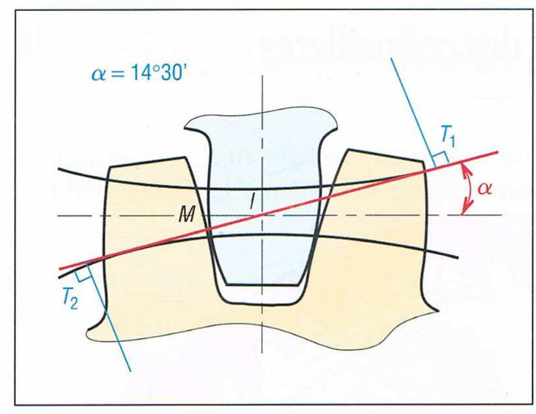
17. Positions successives de deux dents en contact au cours de l'engrènement ; glissement entre les dents.

Angle de pression (α) : autre caractéristique importante, il définit l'inclinaison de la droite de pression T_1T_2 et la forme de la dent.

$\alpha = 20°$ est la valeur la plus utilisée, $\alpha = 14°30'$ est utilisé en remplacement d'engrenages anciens, $\alpha = 25°$ est un standard aux USA.



18. Forme de la dent en fonction de l'angle de pression.



19. Contact dans le cas d'un angle de pression de 14°30'.

20. Contact dans le cas d'un angle de pression de 20°.

Cercles de base et cercles primitifs : pour un engrenage les cercles primitifs sont uniques. Ils définissent le rapport de la transmission.
Les cercles de base définissent le profil et la forme de la denture (la développante). À deux cercles primitifs peut correspondre, en théorie, une infinité de cercles de base et d'angles de pression possibles ; condition : $r_2/r_1 = r_{b2}/r_{b1}$.

c) Exemple : un engrenage se compose d'un pignon de 17 dents et d'une roue de 51 dents ; le module est de 2 mm et l'angle de pression de 20°.

1- Déterminons l'entraxe, les rayons de base et le pas de base.
$d_1 = mZ_1 = 2 \times 17 = 34$ mm ;
$d_2 = mZ_2 = 2 \times 51 = 102$ mm
entraxe : $a = 1/2\,(d_1 + d_2) = 17 + 51 = 68$ mm
$r_{b1} = r_1 \cos\alpha = 17 \cos 20 = 15{,}97$ mm
$r_{b2} = r_2 \cos\alpha = 51 \cos 20 = 47{,}92$ mm
$p_b = p \cos\alpha = 2 \cos 20 = 1{,}88$ mm

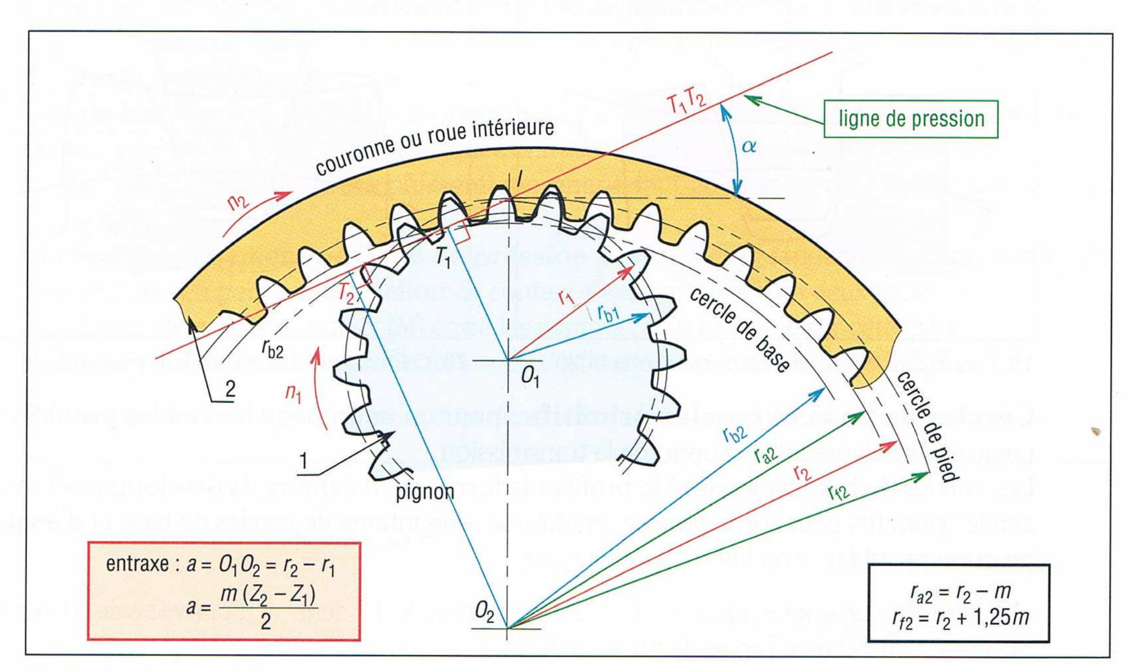
$$\frac{r_{b1}}{r_{b2}} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{17}{51} = \frac{1}{3}$$

2- À l'assemblage on constate qu'il manque 2 mm d'entraxe pour monter les roues.
Si les rayons de base restent inchangés, quelle nouvelle valeur de l'angle de pression permettrait le montage ?

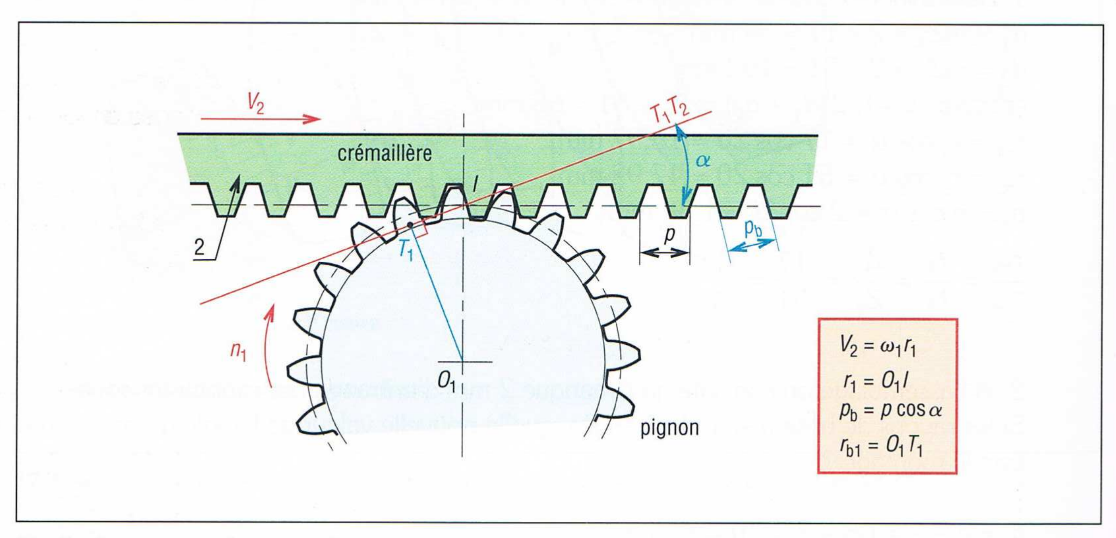
$a' = a + 2 = 68 + 2 = 70 = r'_1 + r'_2$
$r'_1/r'_2 = 1/3 \quad (r'_2 = 3r'_1)$
$a' = r'_1 + 3r'_1 = 4r'_1 = 70$
$r'_1 = 70/4 = 17{,}5$ mm $\quad (r'_2 = 52{,}5$ mm$)$
$rb_1 = r'_1 \cos\alpha' = 17{,}5 \cos\alpha' = 15{,}97$ (question 1)
$\cos\alpha' = 15{,}97/17{,}5 = 0{,}913$
$\alpha' = 24{,}13°$

Évolution des diamètres de base avec α : $m = 2$; $Z_1 = 17$; $Z_2 = 51$					
α	10°	14°30'	20°	25°	30°
d_1	34	34	34	34	34
d_2	102	102	102	102	102
a	68	68	68	68	68
d_{b1}	33,48	32,92	31,95	30,81	29,44
d_{b2}	100,45	98,75	95,85	92,44	88,33

4. Cas des roues intérieures et des crémaillères



21. Cas d'un pignon et d'une roue intérieure.

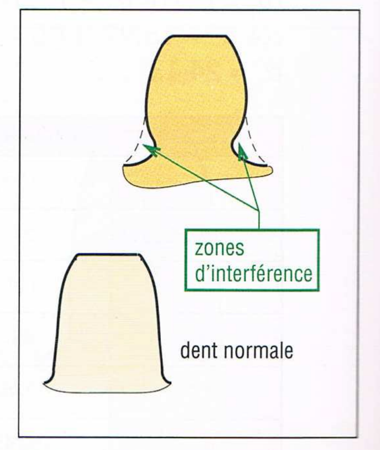


22. Cas d'un pignon et d'une crémaillère.

5. Problèmes de l'engrènement : phénomène d'interférence

Il y a interférence lorsque le sommet de la dent d'une roue rencontre le fond d'une dent de l'autre roue. Au moment du taillage, ce défaut est caractérisé par un usinage parasite du pied de la dent. D'une manière générale l'interférence est évitée si : $r_a \leqslant [r_b^{\,2} + a^2\sin^2\alpha\,]^{1/2}$. Avec $\alpha = 20°$, si les deux roues ont plus de 17 dents, il n'y a pas de risque d'interférence. Pour un système pignon/crémaillère l'interférence est évité si $Z_1 \geqslant 18$. Un nombre de dents Z_1 inférieur à 13 est à éviter.

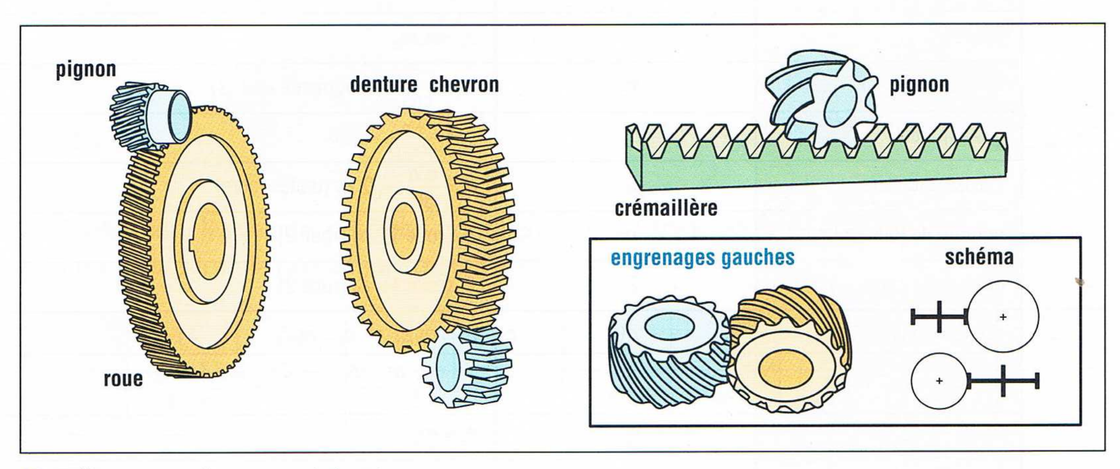
Nombre de dents évitant le phénomène d'interférence (α = 20°)					
nombre de dents du pignon Z_1	13	14	15	16	17
nombre maximum de dents pour la roue Z_2	16	26	45	101	1309



23. Interférence sur la forme de la dent.

III - Engrenages droits à denture hélicoïdale

Ils transmettent le mouvement entre deux arbres parallèles. L'angle d'inclinaison de la denture, l'angle d'hélice, est le même pour les deux roues, mais en sens inverse.



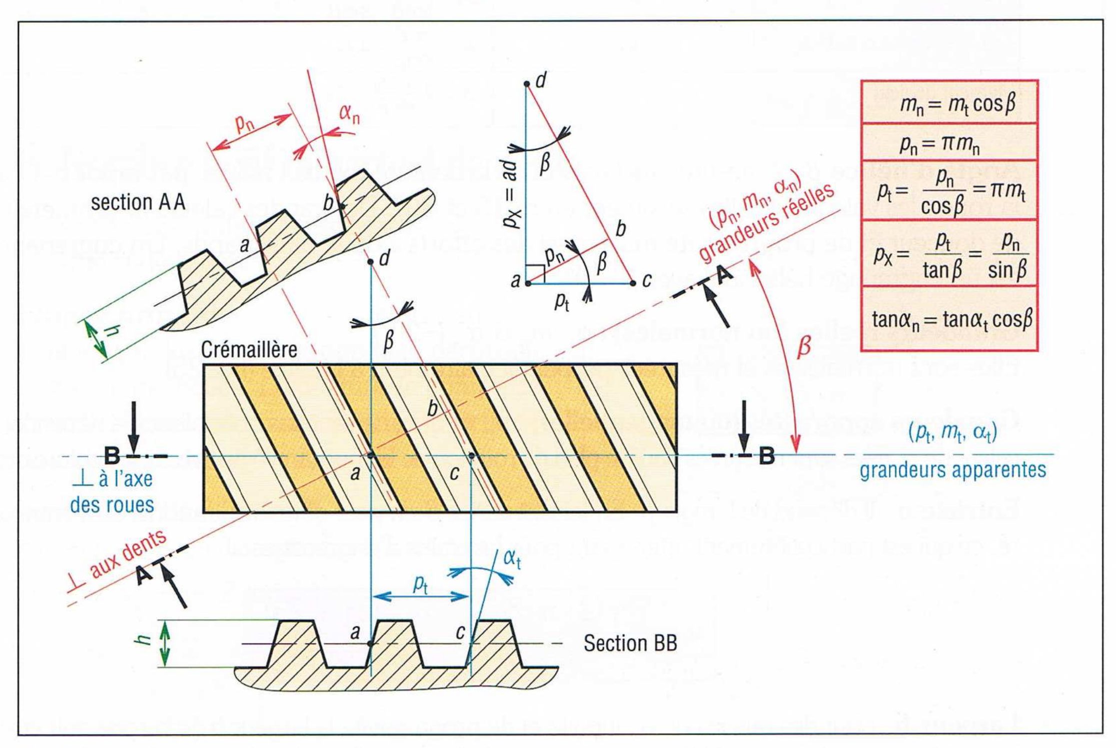
24. Différents types d'engrenages hélicoïdaux.

1. Comparaison entre dentures droites et dentures hélicoïdales

Avantages de la denture hélicoïdale : transmission plus souple, plus progressive et moins bruyante ; conduite plus grande : 2, 3 ou 4 couples de dents toujours en prise ; transmission d'efforts importants à vitesses élevées ; réalisation facile d'un entraxe imposé en faisant varier l'angle d'hélice.

Inconvénients : efforts supplémentaires dus à l'angle d'hélice (force axiale sur les paliers et augmentation des couples de flexion) et rendement un peu moins bon. L'utilisation est impossible sous forme de baladeur ; ces engrenages doivent toujours rester en prise.

2. Définitions et caractéristiques



25. Définition des principales caractéristiques à partir d'une crémaillère hélicoïdale.

Principales caractéristiques des engrenages droits à denture hélicoïdale		
caractéristiques	symboles ISO	observations et formules usuelles
angle d'hélice	β	valeurs usuelles : $15° \leqslant \beta \leqslant 30°$
sens de hélice		si la roue 1 a une hélice à droite, alors la roue 2 a une hélice à gauche
module réel	m_n	m_n est à choisir dans la série des modules normalisés
pas réel	p_n	$p_n = \pi.m_n$
module apparent	m_t	$m_t = \dfrac{m_n}{\cos\beta}$ (augmente avec β)
pas apparent	p_t	$p_t = \dfrac{p_n}{\cos\beta} = \pi.m_t$
vitesse angulaire	ω	$\omega = \dfrac{\pi.n}{30} \approx 0{,}1n$ (unités rad/s)
nombre de tours/minute	n	n_1 (roue 1) n_2 (roue 2)
nombre de dents	Z	Z_1 (roue 1) Z_2 (roue 2)
diamètre primitif	d	$d_1 = m_tZ_1$ et $d_2 = m_tZ_2$
entraxe entre 2 roues	a	$a = \dfrac{d_1 + d_2}{2} = \dfrac{m_t(Z_1 + Z_2)}{2} = \dfrac{m_n(Z_1 + Z_2)}{2\cos\beta}$
saillie	h_a	$h_a = m_n$
creux	h_f	$h_f = 1{,}25\,m_n$
hauteur de dent	h	$h = h_a + h_f = 2{,}25\,m_n$
diamètre de tête	d_a	$d_a = d + 2m_n$
diamètre de pied	d_f	$d_f = d - 2{,}5m_n$
diamètre de base	d_b	$d_b = d\cos\alpha_t$
angle de pression réel	α_n	valeur la plus usuelle : $\alpha = 20°$
angle de pression apparent	α_t	$\tan\alpha_n = \tan\alpha_t.\cos\beta$
pas de base réel	p_{bn}	$p_{bn} = p_n.\cos\alpha_n$
pas de base apparent	p_{bt}	$p_{bt} = p_t.\cos\alpha_t$
pas axial	p_x	$p_x = \dfrac{p_t}{\tan\beta} = \dfrac{p_n}{\sin\beta} = \dfrac{p_z}{Z}$
pas de l'hélice primitive	p_z	$p_z = \dfrac{\pi.d}{\tan\beta} = Z.p_x$
largeur de dent	b	$b > 2\dfrac{\pi.m_n}{\sin\beta} = 2p_x$

Angle d'hélice β : il mesure l'inclinaison de la denture, ou de l'hélice, par rapport à l'axe de la roue ; les valeurs usuelles se situent entre 15 et 30°. De grandes valeurs de β amènent plus de douceur et de progressivité mais aussi des efforts axiaux plus grands. Un engrenage droit est un engrenage hélicoïdal avec $\beta = 0°$.

Grandeurs réelles (ou normales) : p_n, m_n et α_n (=20°).
Elles sont normalisées et mesurées perpendiculairement à l'hélice (fig. 25).

Grandeurs apparentes (ou tangentielles) : p_t, m_t et α_t ne sont pas normalisées et dépendent de la valeur de β. Elles sont mesurées dans le plan de rotation de la roue (analogie avec une denture droite).

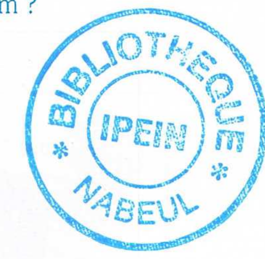
Entraxe ***a*** : il dépend de l'angle β. En faisant varier β on peut obtenir n'importe quel entraxe désiré, ce qui est particulièrement intéressant pour les trains d'engrenages.

$$a = \frac{m_t\,(Z_1 + Z_2)}{2} = \frac{m_n\,(Z_1 + Z_2)}{2\cos\beta}$$

Largeur ***b*** : pour des raisons de continuité et de progressivité la largeur b de la roue doit être supérieure au pas axial p_x ($b \geqslant 1{,}2p_x$ est nécessaire, valeurs usuelles : $b \geqslant 2p_x$).

Exemple :
Soit un engrenage tel que $Z_1 = 33$, $Z_2 = 44$ et $m_n = 2$ mm.

1- Quel doit être l'angle d'hélice nécessaire pour réaliser un entraxe a de 80 mm ?



$$a = \frac{m_n}{2\cos\beta}(Z_1 + Z_2) = \frac{2}{2\cos\beta}(33 + 44) = \frac{77}{\cos\beta} = 80 \text{ mm}$$

$$\cos\beta = \frac{77}{80} = 0{,}926\ 5$$

$$\beta = 15{,}74°$$

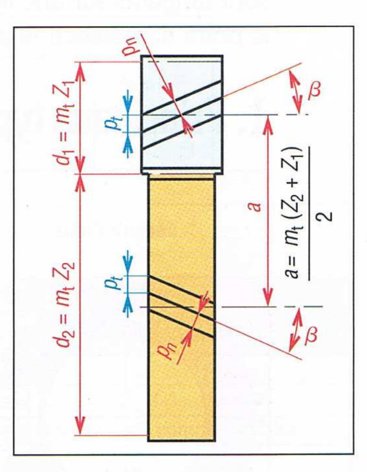
2- Quelles sont les valeurs possibles pour l'entraxe si β varie entre 0° et 40°?
À partir de la formule précédente on obtient :

β (°)	0	5	10	15	20	25	30	35	40
α (mm)	77	77,3	78,2	79,7	81,9	85	88,9	94	100,5

Les valeurs possibles sont donc comprises entre 77 et 100,5 mm.
3- Si $\beta = 35°$ et $\alpha_n = 20°$, quelles sont les valeurs de m_t, p_n, p_t, p_x, d_1 et d_2 et α_t ?

$$m_t = \frac{m_n}{\cos\beta} = \frac{2}{\cos 35} = 2{,}442 \text{ mm}$$

$p_t = \pi.\ m_t = \pi \times 2{,}44 = 7{,}67$ mm
$p_n = \pi.\ m_n = \pi \times 2 = 6{,}283$ mm
$p_x = p_t / \tan\beta = 7{,}67/\tan 35° = 10{,}95$ mm
$d_1 = m_t.\ Z_1 = 2{,}442 \times 33 = 80{,}57$ mm
$d_2 = m_t.\ Z_2 = 2{,}442 \times 44 = 107{,}43$ mm
$a = 1/2\ (d_1 + d_2) = 1/2\ (80{,}57 + 107{,}43) = 94$ mm
$\tan\alpha_n = \tan\alpha_t.\ \cos\beta$
$\tan\alpha_t = \tan 20°/\cos 35° = 0{,}444$
$\alpha_t = 23{,}96°$



26. a, β, d_1, d_2, p_n, p_t.

3. Nombre fictif ou virtuel de dents

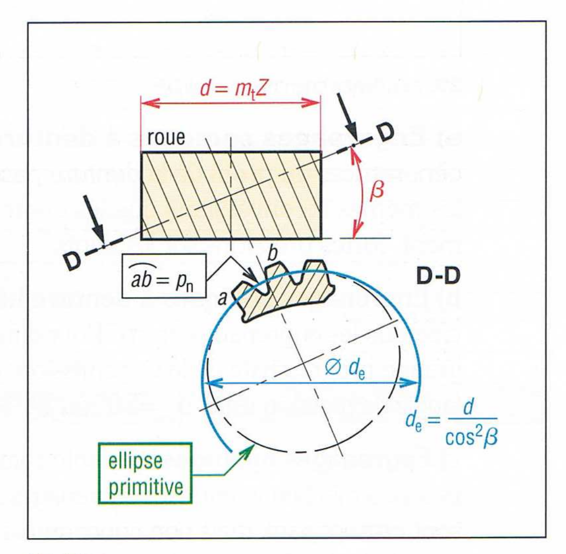
Ce nombre est utilisé dans certains calculs de résistance de la dent.

Ellipse primitive : elle est obtenue en coupant le cylindre primitif par un plan perpendiculaire à une hélice. La denture se comporte comme s'il existait un cercle primitif fictif de diamètre $d_e = d/\cos^2\beta$.

Nombre fictif de dent Z_e : nombre de dents correspondant au diamètre fictif précédent (d_e).

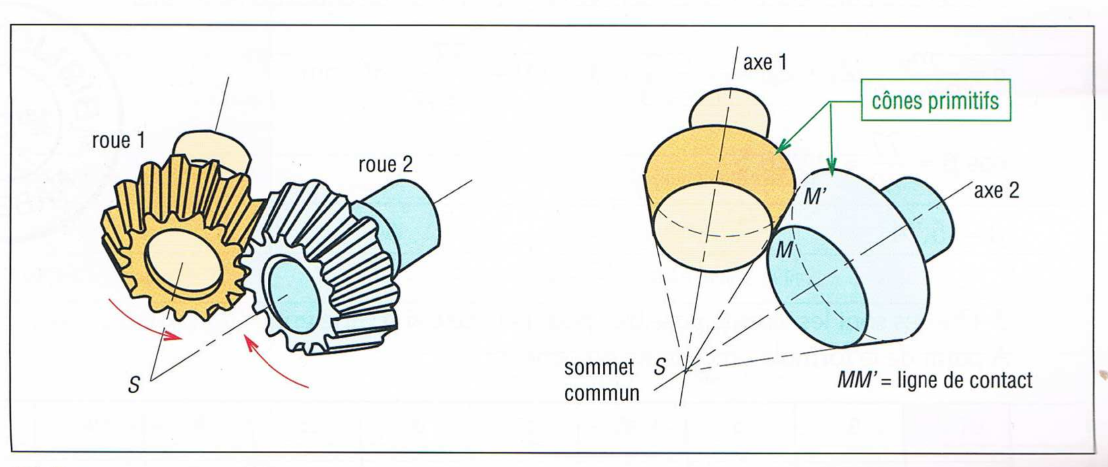
$d_e = m_n.Z_e = m_t.Z/\cos^2\beta = m_n.Z/(\cos\beta)^3$

et $$Z_e = \frac{Z}{(\cos\beta)^3}$$



27. Ellipse primitive.

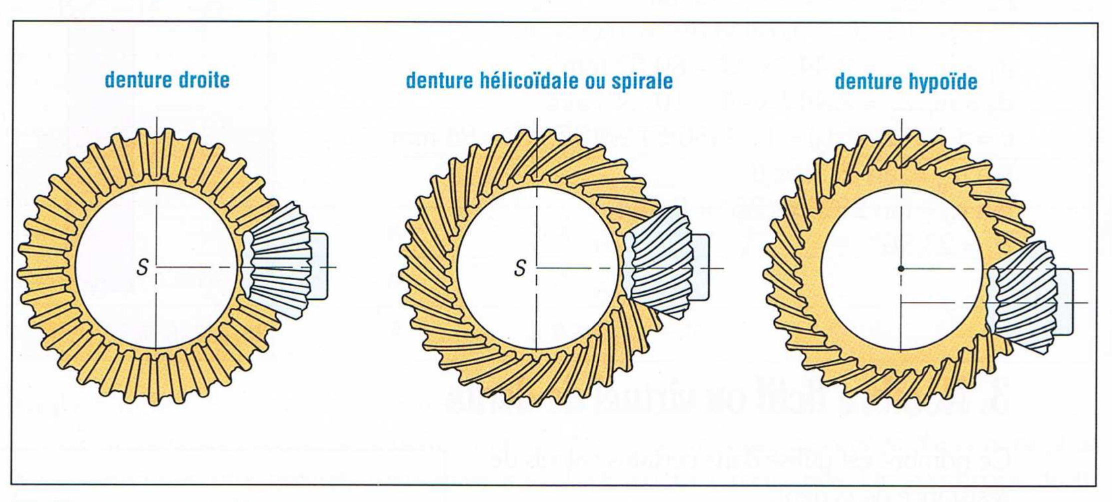
IV - Engrenages coniques ou à axes concourants



28. Engrenages coniques ou à axes concourants.

C'est un groupe important utilisé pour transmettre le mouvement entre deux arbres non parallèles dont les axes sont concourants ; les axes à 90° sont les plus courants.
Les surfaces primitives ne sont plus des cylindres mais des cônes (cônes primitifs). Les cônes sont tangents sur une ligne de contact *MM'* et leur sommet commun est le point *S*, c'est aussi le point d'intersection des axes de rotation des deux roues.

1. Principaux types



29. Principaux engrenages coniques.

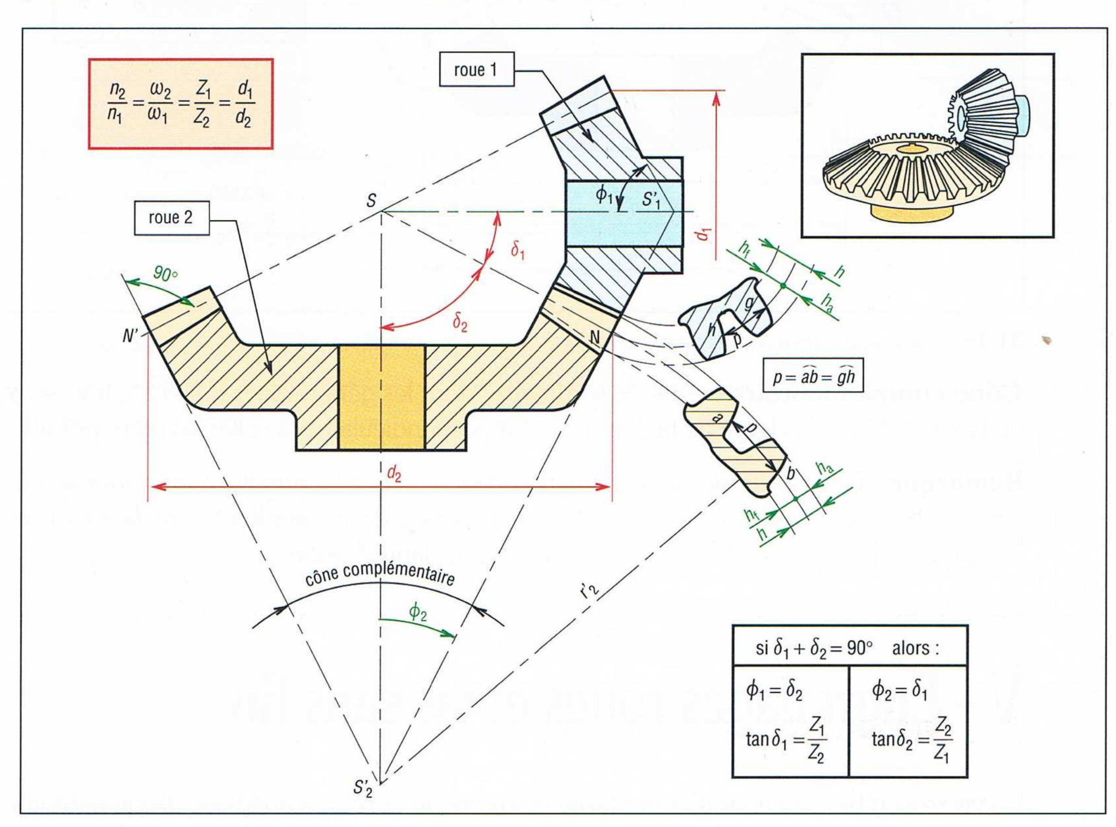
a) Engrenages coniques à denture droite : ce sont les plus simples. La direction des génératrices du profil de la denture passe par le sommet *S*. Aux vitesses élevées on retrouve les mêmes inconvénients que les engrenages droits à dentures droites (bruits de fonctionnement, fortes pressions sur les dents…).

b) Engrenages coniques à denture hélicoïdale ou spirale : ils sont conçus sur le même principe que les engrenages droits. Pour diminuer les bruits aux grandes vitesses et assurer une plus grande progressivité de la transmission, la denture droite est remplacée par une denture spirale (angle de pression usuel α_n =20° ou 14°30', angle de spirale 35°).

c) Engrenages hypoïdes : variante complexe des précédents, avec les mêmes qualités générales, ils sont à mi-chemin entre les engrenages coniques et les engrenages roue et vis. Les axes des roues sont orthogonaux mais non concourants, les surfaces primitives ne sont plus des cônes mais des hyperboloïdes (forme d'hyperbole). Le glissement ou le frottement entre les dents est élevé.

2. Caractéristiques des engrenages coniques à denture droite

La taille et la forme de la dent (module m, pas p, d, d_a, d_f, h, h_a, h_f) sont définies à partir du plus grand cercle ou sur l'extrémité la plus large de la denture.

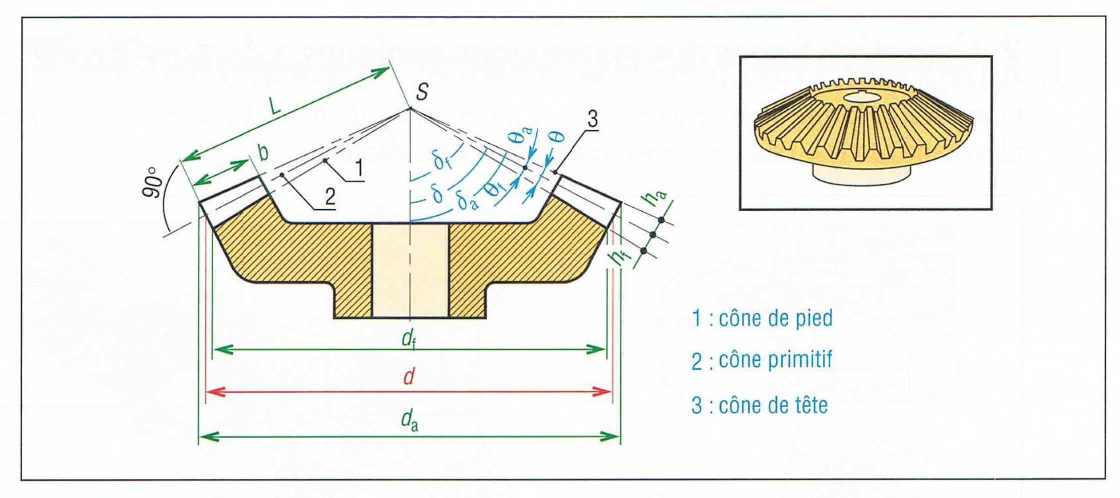


30. Cas d'arbres perpendiculaires.

Principales caractéristiques des engrenages coniques à denture droite

caractéristiques	symboles ISO	observations et formules usuelles
vitesse angulaire	ω	$\omega = (\pi.n)/30 \approx 0{,}1n$ (unités : rad/s)
nombre de tours/minute	n	n_1 (roue 1) n_2 (roue 2)
module	m	valeurs normalisées (tableau 1) mesurée sur cône complémentaire
pas primitif	p	$p = \pi.m = 3{,}141\,59m$ (avec $p = p_1 = p_2$)
nombre de dents	z	Z_1 (roue 1) Z_2 (roue 2)
diamètre primitif	d	$d_1 = mZ_1$ et $d_2 = mZ_2$
angle primitif	δ	δ_1 (roue 1) δ_2 (roue 2)
angle de pression	α	valeur la usuelle $\alpha = 20°$
angle de tête	δ_a	$\delta_a = \delta + \theta_a$
angle de creux	δ_f	$\delta_f = \delta - \theta_f$
angle de saillie	θ_a	$\tan\theta_a = 2m.\sin\delta/d$
angle de creux	θ_f	$\tan\theta_f = 2{,}5m.\sin\delta/d$
angle de hauteur	θ	$\theta = \theta_a + \theta_f$
longueur génératrice primitive		$L = d_1/2\sin\delta_1 = d_2/2\sin\delta_2$
largeur de dent	b	$L/4 \leqslant b \leqslant L/3$ (raisons de taillage)
saillie	h_a	$h_a = m$
creux	h_f	$h_f = 1{,}25m$
hauteur de dent	h	$h = h_a + h_f = 2{,}25m$
diamètre de tête	d_a	$d_a = d + 2m.\cos\delta$
diamètre de pied	d_f	$d_f = d - 2{,}5m.\cos\delta$

$\delta_1 + \delta_2 = 90°$	$\delta_1 + \delta_2 < 90°$	$\delta_1 + \delta_2 > 90°$
$\phi_1 = \delta_2$ $\phi_2 = \delta_1$ $\tan\delta_1 = Z_1/Z_2$ $\tan\delta_2 = Z_2/Z_1$	$\phi_1 = 90 - \delta_1$ $\phi_2 = 90 - \delta_2$ $\tan\delta_2 = \frac{\sin(\delta_1 + \delta_2)}{Z_1/Z_2 + \cos(\delta_1 + \delta_2)}$	$\phi_1 = 90 - \delta_1$ $\phi_2 = 90 - \delta_2$ $\tan\delta_2 = \frac{\sin[180 - (\delta_1 + \delta_2)]}{Z_1/Z_2 - \cos[180 - (\delta_1 + \delta_2)]}$



31. Principaux paramètres des roues coniques.

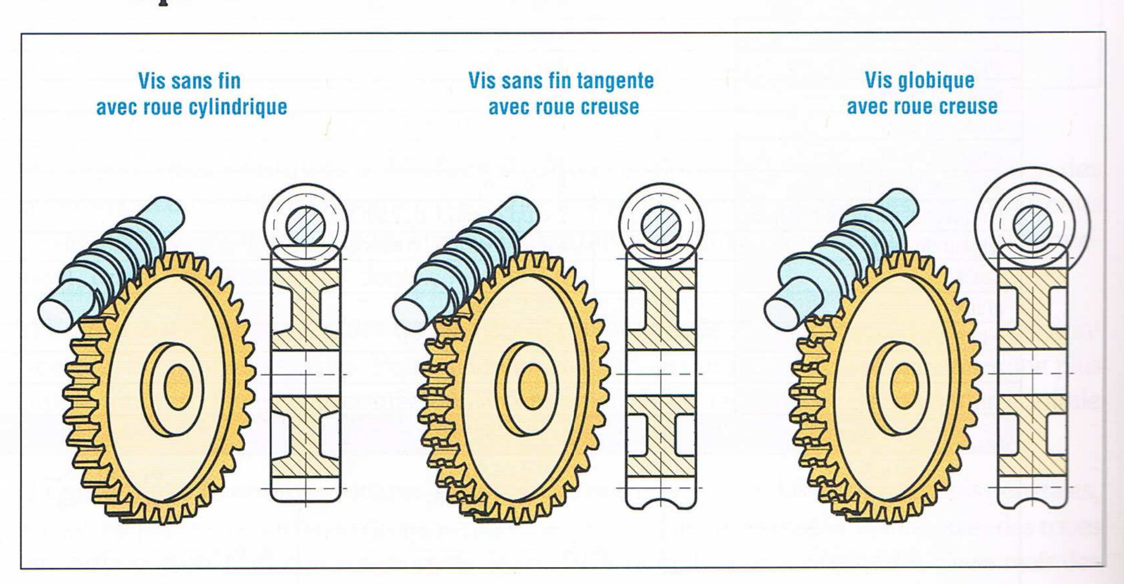
Cône complémentaire : cône de sommet S' dont les génératrices (S'_2N...), tracées à partir de l'extrémité la plus large de la denture, sont perpendiculaires à celles du cône primitif.

Remarque : l'étude géométrique d'un engrenage conique (continuité d'engrènement, interférences, glissement...) se ramène à l'étude de l'engrenage droit complémentaire (approximation de Trédgold) de rayons primitifs r'_2, r'_1 et de nombre de dents $Z' = 2\pi r'/p$.

V - Engrenages roues et vis sans fin

La vis ressemble à une vis d'un système vis/écrou et la roue à une roue droite à denture hélicoïdale. La transmission de mouvement est effectuée entre deux arbres orthogonaux.
Ces engrenages permettent de grands rapports de réduction (jusqu'à 1/200) et offrent des possibilités d'irréversibilité.
Ils donnent l'engrènement le plus doux de tous les engrenages, silencieux et sans chocs.
Contrepartie : un glissement et un frottement important provoquent un rendement médiocre. De ce fait, une bonne lubrification est indispensable ainsi que des couples de matériaux à faible frottement (exemple : vis acier avec roue en bronze).

1. Principales familles



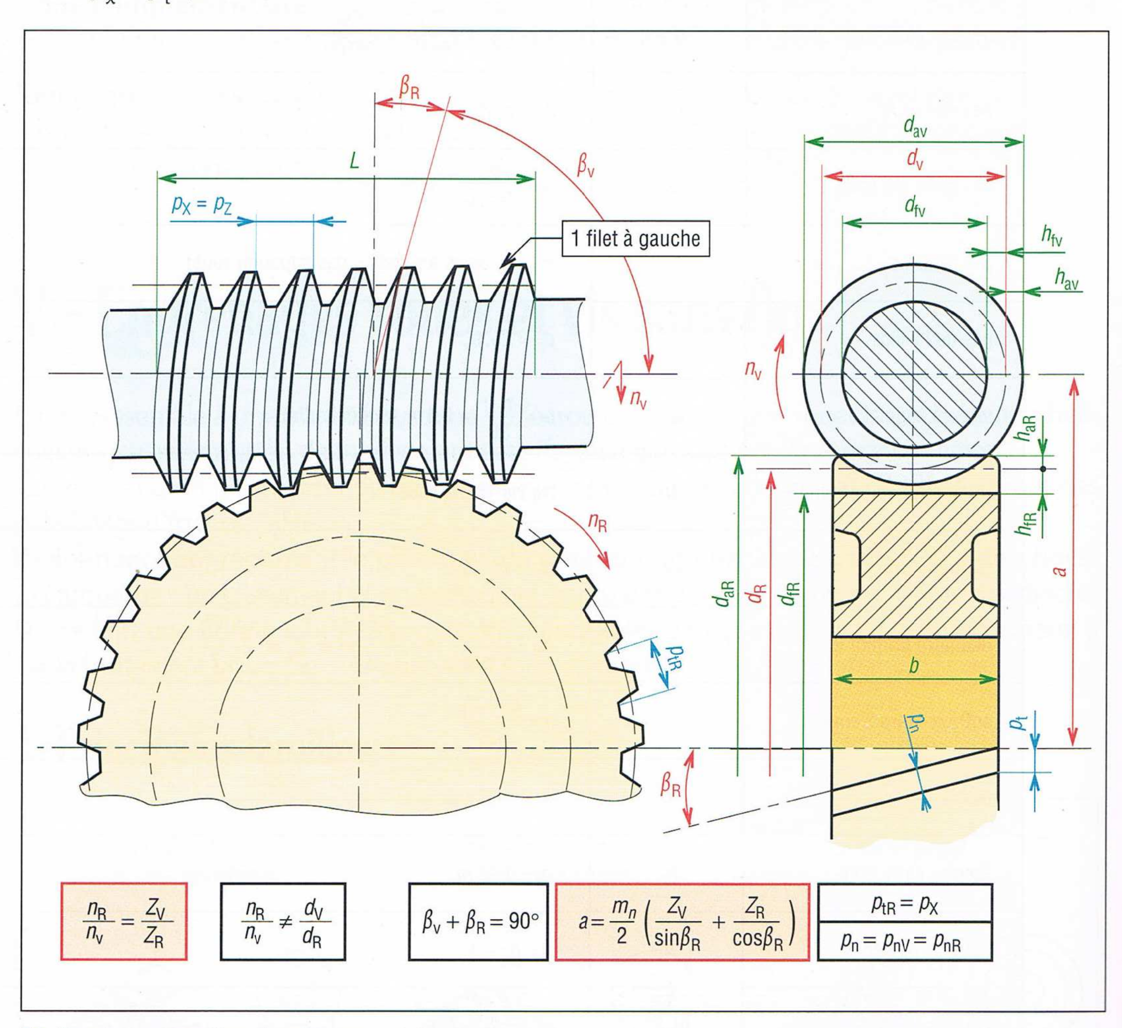
32. Principaux engrenages roue et vis.

Principales caractéristiques des engrenages roue et vis		
caractéristiques	symboles ISO	observations et formules usuelles
nombre de filets vis	Z_V	
nombre de dents roue	Z_R	$Z_R + Z_V > 40$
angle d'hélice vis	β_V	irréversibilité si $\beta_V < 6°$ à $10°$
angle d'hélice roue	β_R	$\beta_V + \beta_R = 90°$
sens des hélices		le sens (à droite ou à gauche) est le même pour la vis et la roue
module réel roue	m_n	m_n (le même pour la vis et la roue)
module axial vis	m_x	$m_x = \frac{p_x}{\pi} = \frac{m_n}{\cos \beta_R} = \frac{m_n}{\sin \beta_V}$
pas réel roue	p_n	$p_n = \pi . m_n$
pas apparent roue	p_t	$p_t = \frac{p_n}{\cos \beta_R} = \pi . m_t$
pas axial vis	p_x	$p_x = p_t$ (pas axial vis = pas apparent roue)
pas de l'hélice	p_z	$p_z = Z_V . p_x$
vitesse angulaire	ω	$\omega = \frac{\pi . n}{30} \approx 0{,}1 n$ (unités rad/s)
nombre de tours/minute	n	n_V vis et n_R roue
diamètre primitif roue	d_R	$d_R = m_t . Z_R$
diamètre primitif vis	d_V	$d_V = \frac{p_z}{\pi \tan \beta_R}$ et $\frac{a^{0,875}}{3} \leqslant d_V \leqslant \frac{a^{0,875}}{1,7}$
entraxe entre 2 roues	a	$a = \frac{d_V + d_R}{2}$
saillie	h_a	$h_a = m_n$
creux	h_f	$h_f = 1{,}25 m_n$
hauteur de dent	h	$h = h_a + h_f$
diamètre de tête vis	d_{aV}	$d_{aV} = d_V + 2 m_n$
diamètre de pied vis	d_{fV}	$d_{fV} = d_V - 2{,}5 m_n$
angle de pression réel	α_n	commun à la vis et à la roue valeur : 14°30' , 20° , 25° et 30°
angle de pression axial vis	α_x	$\alpha_x = \alpha_t$ (roue)
longueur de la vis	L	$L \approx 5 p_x$ ou $6 p_x$

Remarque : une roue creuse est une roue cylindrique légèrement creusée, ce qui accroît la surface de contact entre les dents et permet d'augmenter les efforts transmissibles. Le principe est le même avec la vis globique (assemblage plus difficile).

2. Caractéristiques cinématiques et géométriques

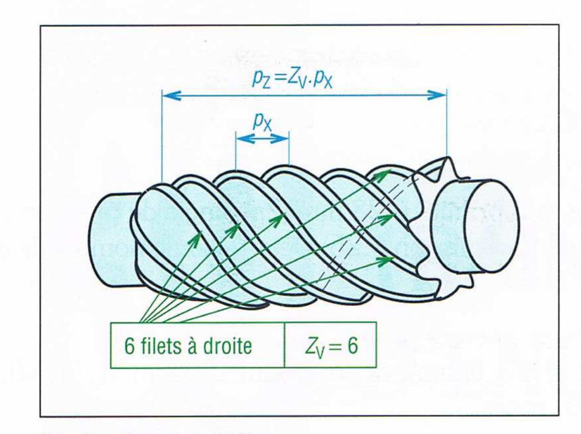
Particularité : le rapport des nombres de dents est différent du rapport des diamètres primitifs comme pour les engrenages hypoïdes.
Les caractéristiques de la roue sont celles d'une roue droite à denture hélicoïdale (paragraphe III).
Z_v représente le nombre de filets de la vis (de 1 à 8 filets et parfois plus).
Le pas axial p_x mesure la distance (suivant l'axe) entre deux filets consécutifs de la vis.
Le pas de l'hélice p_z représente le pas du filet, ou d'un des filets, de la vis ($p_z = Z_v \cdot p_x$ et $\tan \beta_R = p_z / \pi d_v$).
La vis et la roue ont même pas normal p_n. Le pas axial de la vis est égal au pas apparent de la roue ($p_x = p_t R$).



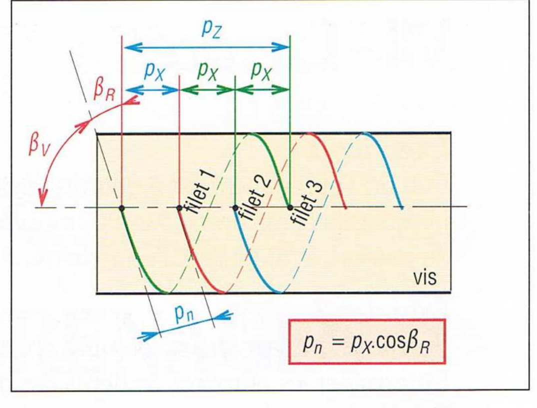
33. Principaux paramètres du sytème roue et vis.

3. Irréversibilité du système roue et vis

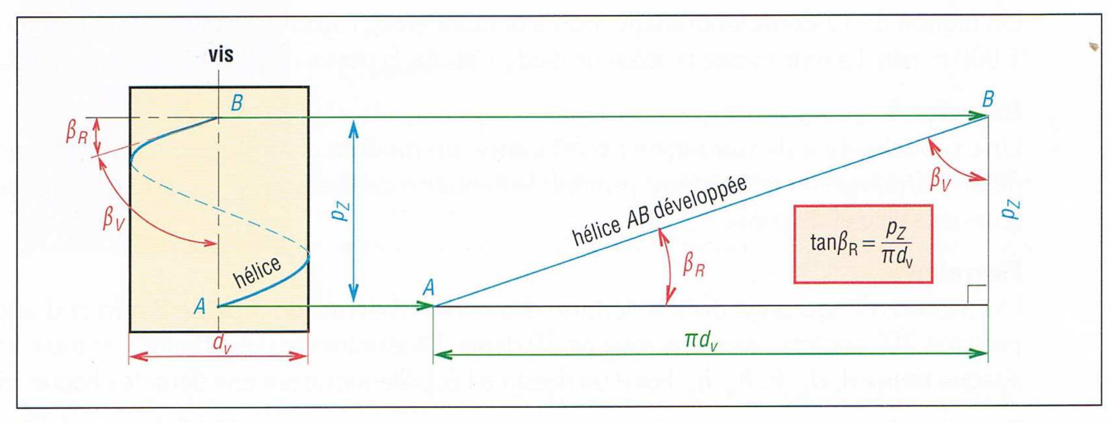
Si la vis peut toujours entraîner la roue, par contre l'inverse n'est pas toujours possible. Lorsque l'angle d'inclinaison de l'hélice β_R est suffisamment petit (moins de 6 à 10°) le système devient irréversible et la roue ne peut pas entraîner la vis, il y a blocage en position. Cette propriété est intéressante pour des dispositifs exigeant un non retour.
Ce phénomène est comparable à l'irréversibilité du système vis écrou. Les engrenages roue et vis sont les seuls à posséder cette propriété.



34. Cas d'une vis à six filets.



35. Position des filets dans le cas d'une vis à trois filets.



36. Développement de l'hélice.

VI - Qualité des engrenages, NF ISO 1328

La norme ISO prévoit 13 classes de qualité (0 à 12) pour les dentures, 0 est la plus précise et 12 la moins précise (progression de $\sqrt{2}$ entre chaque classe). La norme donne les définitions, règles, formules, domaines de validité et les valeurs admissibles des écarts sous formes de tables de valeurs (idem ajustements). Écarts concernés : pas, division, profil, hélice, composés radiaux et faux rond.

Exemple de désignation : 8-af (af = précision courante, df = bonne précision, etc. définissant la tolérance d'épaisseur de la dent). Voir norme NF E 23-006.

Domaines d'emplois indicatifs :

Classes 1 à 4 : pour denture de précision exceptionnelle ou pour grandes vitesses ($V > 30$ m/s). Engrenages étalons, turbines…

Classes 5 et 6 : denture rectifiée ou rasée, R_a <0,2 ou 0,4 µm. Pour engrenages sous vitesses élevées ($V < 20$ m/s). Machines outils, appareils de mesure, turbines, automobiles…

Classe 7 : cas de denture taillée par fraise mère et rectifiée, R_a = 0,8 à 3,2 µm, $V < 10$ m/s. Bonne qualité en mécanique générale : manutention, automobiles, machines outils, machines de bureau…

Classes 8 et 9 : qualité courante pour roues trempées non rectifiées, R_a = 3,2 µm, $V <$ 7m/s.

Classe 10 : procédés usuels et aussi extrusion, filage, frittage, moulage par injection pour engrenages en plastique…

Classes 11 et 12 : engrenages lents ($V < 2$ m/s) et engrenages à gros modules.

VII - Exercices

Exercice 1
Soit un engrenage droit à denture droite, pas primitif 6,28 mm (2π), angle de pression 20°, nombre de dents de la roue 80, rapport de transmission 0,25. Déterminer le nombre de dent du pignon, le module et l'entraxe *a*.

Exercice 2
Soit un engrenage droit à denture droite, $m = 3$, entraxe approximatif 150 mm, $n_2/n_1 = 0{,}25$. Déterminer les nombres de dents des deux roues.

Exercice 3
Un pignon de 17 dents (engrenage droit à denture droite) ayant un module de 4 mm tourne à 1 000 tr/min. La roue menée possède 68 dents. Calculer la vitesse de la roue, le pas et l'entraxe.

Exercice 4
Une roue droite à denture droite à 30 dents, un module de 4 mm, un angle de pression de 20°. Déterminer le diamètre primitif, le diamètre de base, la hauteur de la dent, les hauteurs de saillie et de creux.

Exercice 5
Un pignon d'engrenage droit à denture droite de 18 dents, de module 8 mm et d'angle de pression 20° engrène avec une roue de 30 dents. Déterminer le pas primitif, l'entraxe et pour chaque roue : d, d_b, h, h_a, h_f. Faire un dessin à l'échelle montrant une dent de chaque roue.

Exercice 6
Un pignon droit à denture hélicoïdale de 18 dents engrène avec une roue de 36 dents, l'angle d'hélice de la denture est de 30° (hélice à droite), l'angle de pression normal de 20° et le module normal de 4 mm. Déterminer le pas normal, le pas apparent, le pas axial, les diamètres primitifs, l'angle de pression apparent, les hauteurs de saillie et de creux.

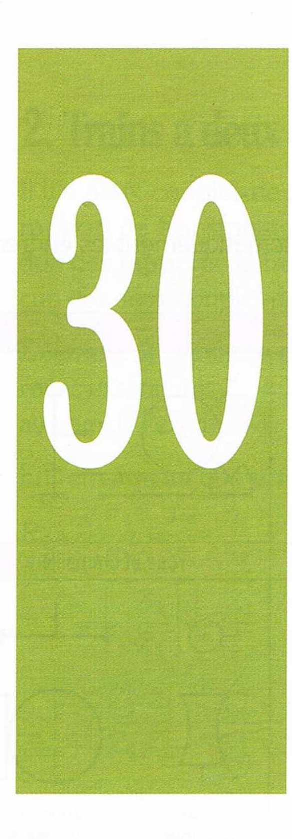
Exercice 7
Un engrenage droit à denture hélicoïdale se compose d'un pignon de 18 dents engrènant avec une roue de 54 dents. Le module normal est de 5 mm. Déterminer les valeurs possibles de l'entraxe (a) si l'angle d'inclinaison de la denture (β) varie entre 0 et 40°.
Tracer le graphe $a = f(\beta)$

Exercice 8
Un engrenage droit à denture hélicoïdale se compose d'un pignon de 20 dents engrènant avec une roue de 60 dents. L'angle de pression normal est de 20°, le module normal de 4 mm et l'entraxe de 360 mm. Déterminer l'angle de l'hélice, le pas normal, le pas apparent, le pas axial, le module apparent et l'angle de pression apparent.

Exercice 9
Un engrenage conique à denture droite à un pignon de 18 dents engrènant avec une roue de 54 dents. Le module est de 4 mm, l'angle de pression de 20° et les deux arbres sont perpendiculaires. Déterminer le pas primitif, les angles des deux cônes primitifs, les diamètres primitifs, les longueurs des cônes primitifs.

Exercice 10
Une vis à trois filets a un diamètre primitif de 100 mm, un pas axial de 20 mm. Déterminer l'angle d'inclinaison β.

Exercice 11
Une vis à deux filets a un angle d'inclinaison β de 20° pour un pas de 30 mm. Déterminer le diamètre primitif de la vis.



TRAINS D'ENGRENAGES

Objectifs

- Donner des recommandations pour la conception.
- Indiquer la schématisation normalisée.
- Fournir des éléments pour le calcul des trains classiques et des trains épicycloïdaux.
- Proposer des exercices d'application.

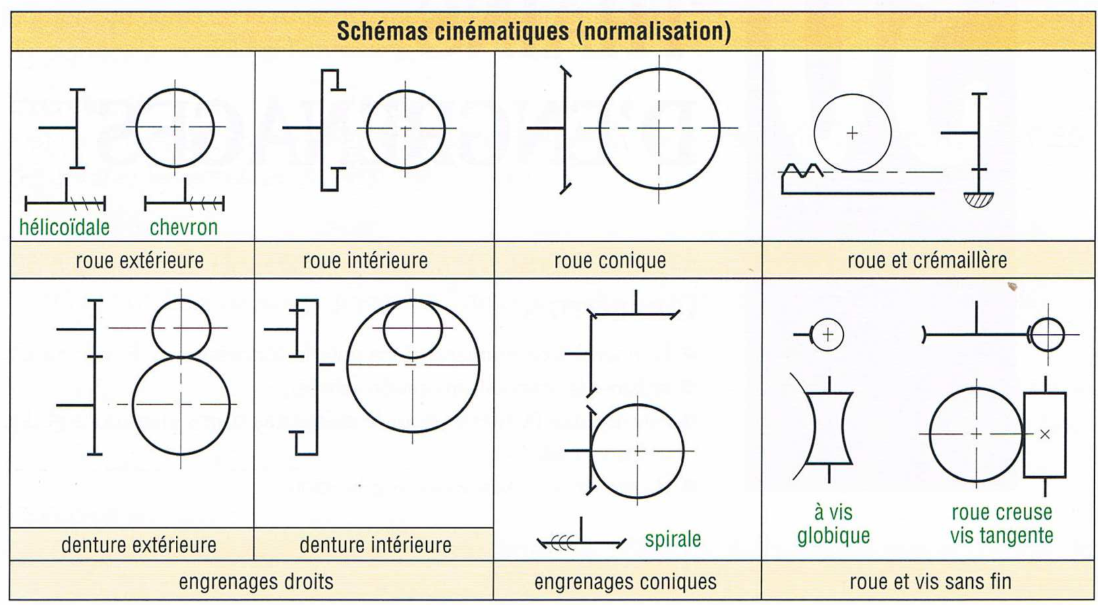
Les trains d'engrenages sont utilisés dans une grande quantité de machines et mécanismes divers. Les engrenages cylindriques sont les plus courants, les engrenages coniques réalisent la transmission entre arbres concourants. Les engrenages roue et vis permettent l'irréversibilité et une grande réduction avec un seul couple de roues (leur faible rendement les écarte des grandes puissances).
Les dentures droites sont employées dans les petits appareils et avec les engrenages intérieurs. Elles sont fréquentes avec les trains épicycloïdaux.
Les dentures hélicoïdales, plus silencieuses sont les plus utilisées lorsqu'il s'agit de transmettre de la puissance.

I - Recommandations constructives (cas des transmissions de puissance)

En transmission de puissance les dentures durcies superficiellement par cémentation ou nitruration sont de loin les plus performantes.
Le graissage et les vibrations sont les principaux problèmes posés par les grandes vitesses.
Les carters ou bâtis doivent être aussi rigides que possibles (alliages légers ou fonte grise FGL pour les petites puissances, fonte GS ou acier moulé pour les fortes puissances et construction soudée pour les grandes tailles).
Les paliers sont généralement à roulements.
Afin de réduire l'encombrement et économiser la matière on limite le rapport de transmission d'un même couple de roue ($1/8 \leqslant Z_1/Z_2 \leqslant 8$). Au-delà de ces valeurs, il est souvent préférable d'utiliser deux couples de roues ou plus.
Dans la plupart des applications, les trains fonctionnent en réducteur (réduisent la vitesse et augmentent le couple).

II - Schématisations

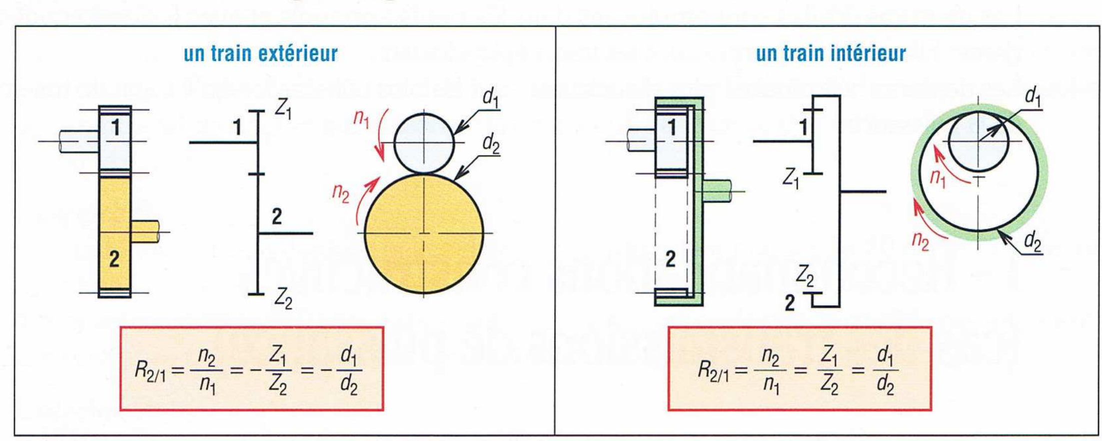
La normalisation indiquée ci-dessous permet de représenter schématiquement les engrenages et les chaînes cinématiques usuelles.



1. Schémas cinématiques des différents types d'engrenages. Voir également page 576.

III - Étude des trains classiques

1. Trains à un engrenage



2. Train à un engrenage : deux roues extérieures et cas d'une roue intérieure.

Il y a un couple de roues, le rapport de transmission ($R_{2/1}$) est égal au rapport inverse des nombres de dents. Le signe moins (cas de roues extérieures) indique une inversion du sens de rotation entre l'entrée et la sortie.

Exemple 1 : n_1 = 1 500 tr/min, Z_1 = 15, Z_2 = 30 dents, dentures droites extérieures.

$$R_{2/1} = \frac{n_2}{n_1} = -\frac{Z_1}{Z_2} = -\frac{15}{30} = -0,5$$

$$n_2 = n_1 . R_{2/1} = 1\,500.(-0,5)$$
$$= -750 \text{ tr/min}$$

2. Trains à deux engrenages

Il y a deux couples de roues en série. Le rapport de transmission est égal au produit des rapports de transmission de chacun des deux couples de roues.

Exemple 2 : ajoutons en série le couple de roues extérieures $Z_3 = 17$ et $Z_4 = 51$ dents au train de l'exemple 1.

En remarquant que $n_I = n_2 = n_3$:

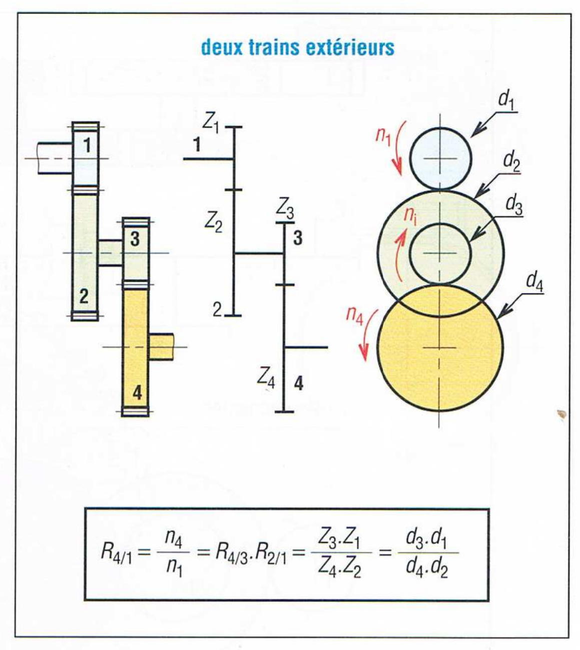
$$R_{4/1} = \frac{n_4}{n_1} = \frac{n_4}{n_I} \cdot \frac{n_I}{n_1} = \frac{n_4}{n_3} \cdot \frac{n_2}{n_1}$$

$$= \left(-\frac{Z_3}{Z_4}\right) \cdot \left(-\frac{Z_1}{Z_2}\right)$$

$$= \frac{Z_3 \cdot Z_1}{Z_4 \cdot Z_2} = \frac{17 \times 15}{51 \times 30}$$

$$= \frac{1}{3 \times 2} = \frac{1}{6}$$

$n_4 = n_1 . R_{4/1} = 1\,500/6 = 250$ tr/min



3. Train à deux engrenages.

Remarque : $R_{4/1} = R_{4/3} . R_{2/1} = (-Z_3/Z_4) . (-1/2) = (-1/2) . (-1/3) = 1/6$

3. Trains à deux engrenages plus roue d'inversion

Si on intercale une roue supplémentaire 5, entre 3 et 4, au train du paragraphe précédent, la roue introduite modifie le sens de rotation final sans modifier le rapport global de la transmission.

Le nombre de dents de la roue d'inversion n'a aucune importance.

Remarque : cette roue peut aussi être intercalée entre 1 et 2 (même résultat).

Exemple 3 : intercalons une roue 5 de 20 dents dans le train de l'exemple 2.

$$R_{4/1} = \frac{n_4}{n_1} = \frac{n_4}{n_5} \cdot \frac{n_5}{n_3} \cdot \frac{n_2}{n_1}$$

$$= \left(-\frac{Z_5}{Z_4}\right) \cdot \left(-\frac{Z_3}{Z_5}\right) \cdot \left(-\frac{Z_1}{Z_2}\right)$$

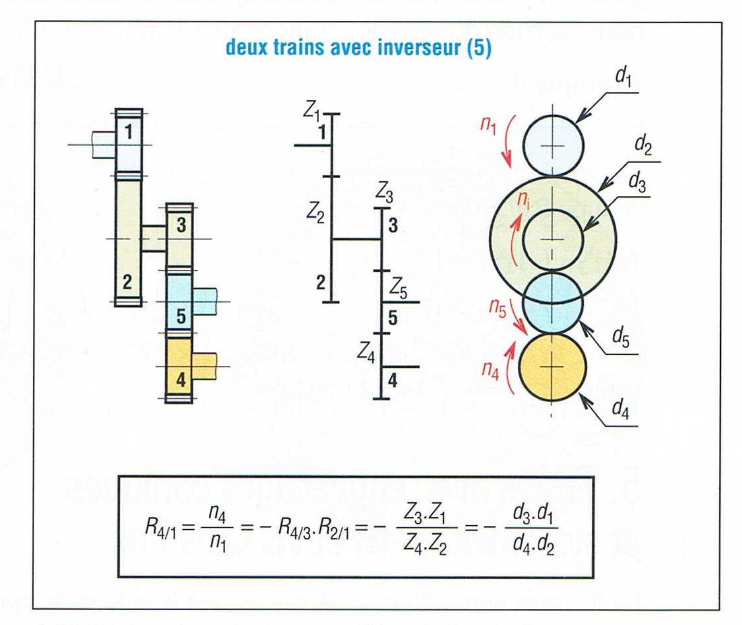
$$= (-1)^3 \cdot \frac{Z_5 \cdot Z_3 \cdot Z_1}{Z_4 \cdot Z_5 \cdot Z_2}$$

$$= -\frac{Z_3 \cdot Z_1}{Z_4 \cdot Z_2}$$

$$= -\frac{1}{6}$$

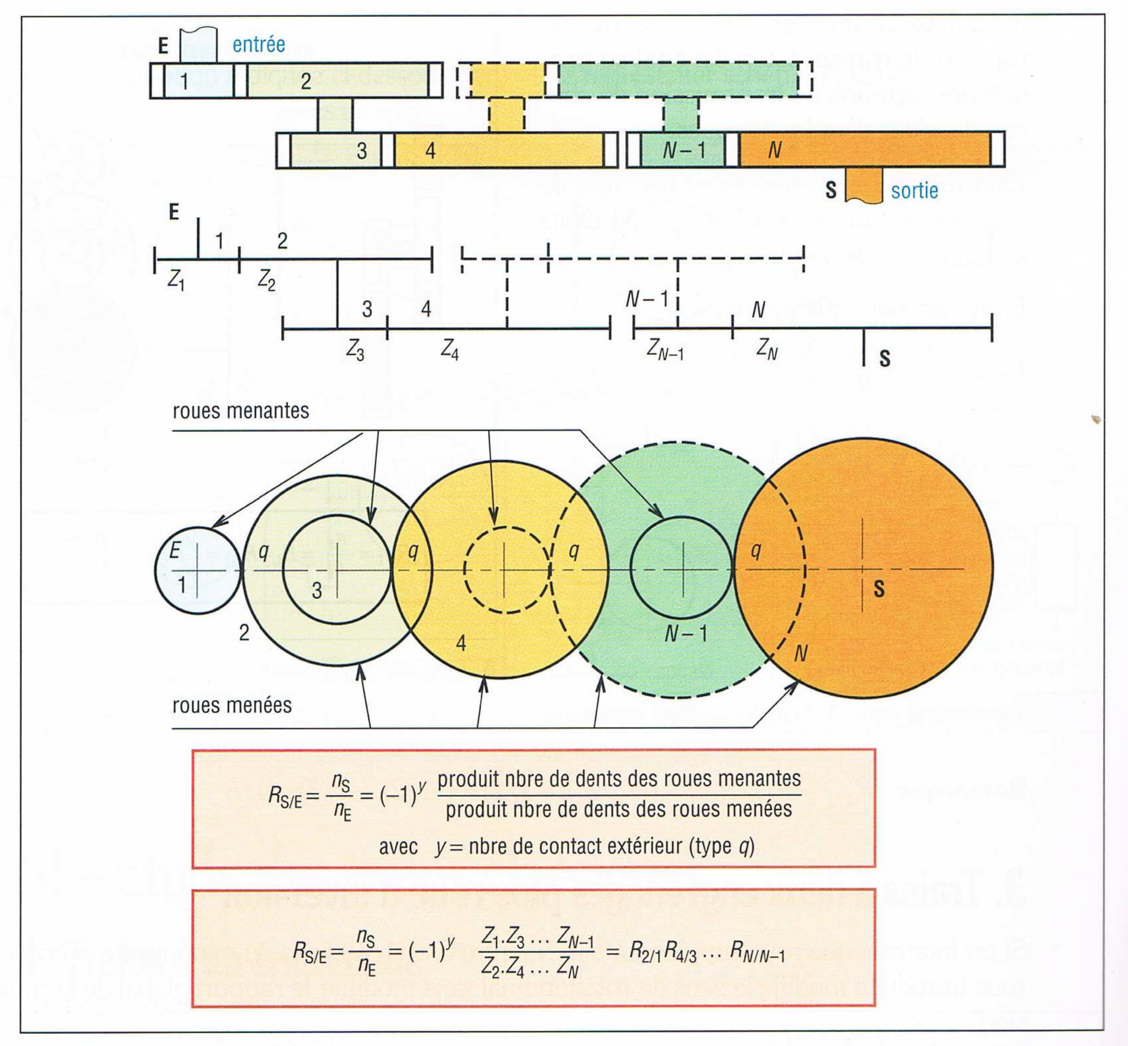
Z_5 est éliminé des calculs par simplification et n'intervient pas sur le résultat.

$n_4 = n_1 . R_{4/1} = -250$ tr/min



4. Train à deux engrenages avec roue d'inversion, repère 5.

4. Cas général : trains à *N* engrenages



5. Train à N roues, formule générale.

Les roues menantes sont les roues motrices de chaque couple de roues. Les roues menées sont les roues réceptrices.
y est le nombre total de contacts (q) entre roues extérieures. $(-1)^y$ permet de savoir s'il y a ou non inversion du sens de rotation entre entrée et sortie.

Exemple 4 : dans le cas d'un train à trois engrenages (roues extérieures) avec $Z_1 = 20$, $Z_2 = 40$, $Z_3 = 17$, $Z_4 = 51$, $Z_5 = 25$, $Z_6 = 125$ quelle est la vitesse de sortie si $n_1 = 1\,500$ tr/min ?

Les roues 1, 3 et 5 sont menantes et les roues 2, 4 et 6 menées. Il y a trois contacts extérieurs de type q ($y = 3$).

$(-1)^y = (-1)^3 = -1$

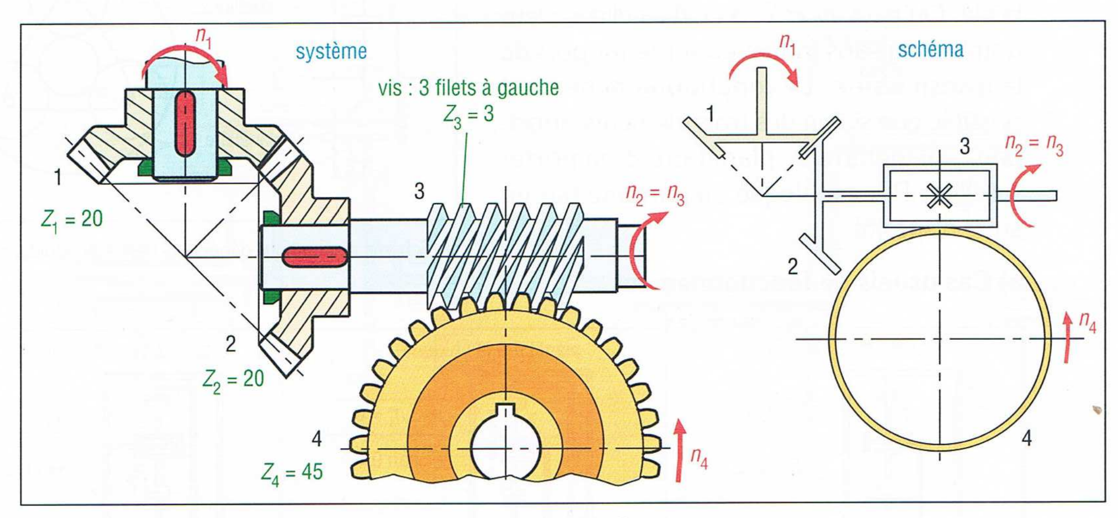
$$R_{6/1} = (-1)^3 \cdot \left[\frac{Z_1 \cdot Z_3 \cdot Z_5}{Z_2 \cdot Z_4 \cdot Z_6}\right] = -\frac{20 \times 17 \times 25}{40 \times 51 \times 125} = -\frac{1}{2 \times 3 \times 5} = -\frac{1}{30}$$

$n_6 = n_1 . R_{6/1} = 1\,500 . (-1/30) = -50$ tr/min

5. Trains avec engrenages coniques et systèmes roues et vis sans fin

La formule générale précédente est applicable en supprimant $(-1)^y$. On ne peut pas utiliser les rapports entre diamètres primitifs dans le cas d'une roue avec vis sans fin.

Exemple 5 : un réducteur se compose d'un renvoi d'angle $Z_1 = 20$, $Z_2 = 20$ dents et d'un système roue et vis à 3 filets ($Z_3 = 3$), $Z_4 = 45$ dents. Quelle est la valeur de n_4 si $n_1 = 1\,500$ tr/min.



6. Engrenage conique monté en série avec un système roue et vis sans fin.

En remarquant que $n_2 = n_3$

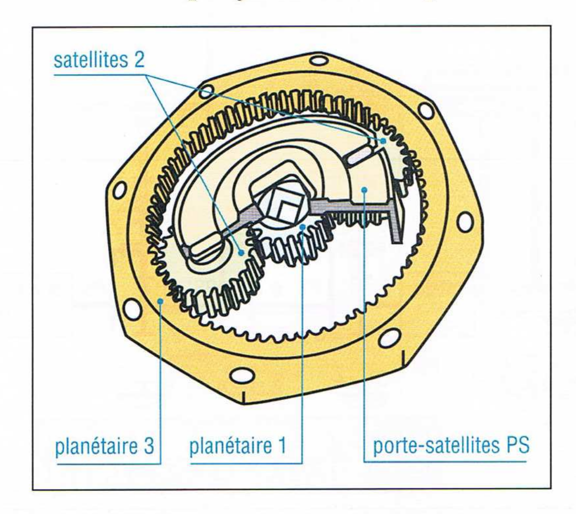
$$R_{4/1} = \frac{n_4}{n_1} = \frac{n_4}{n_3} \cdot \frac{n_2}{n_1} = \frac{Z_3}{Z_4} \cdot \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{3}{45} \cdot \frac{20}{20} = \frac{1}{15}$$

$n_4 = n_1 . R_{4/1} = 1\,500. (1/15) = 100$ tr/min

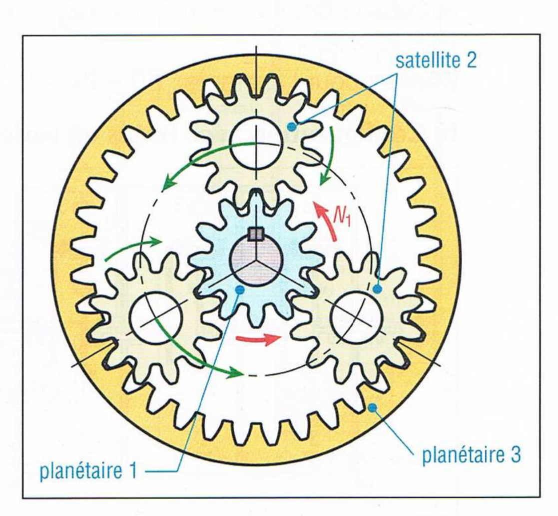
IV - Trains épicycloïdaux ou planétaires

Ils autorisent de grands rapports de réduction sous un faible encombrement et sont régulièrement utilisés dans les boîtes de vitesse automatiques.
Les puissances transmises sont modérées et les rendements diminuent quand le rapport de réduction augmente. Leur étude est plus complexe que les autres cas.
Une particularité permet de les identifier : les axes de rotation des roues appelées satellites ne sont pas fixes dans le bâti mais tourbillonnent par rapport aux autres roues.

1. Train épicycloïdal simple



7. Train épicycloïdal simple avec deux satellites.

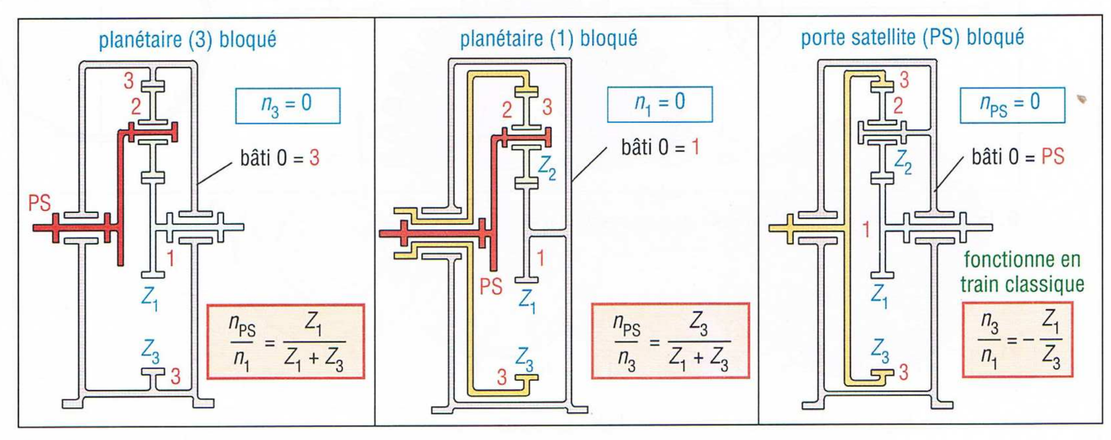


8. Configuration à trois satellites.

Cette configuration est la plus utilisée ; le rendement est bon et l'encombrement axial faible. On peut avoir 2, 3 ou 4 satellites ; leur nombre est sans influence sur le rapport de la transmission. Le fonctionnement n'est possible que si l'un des trois éléments principaux, planétaire 1, planétaire 3 ou porte-satellites PS, est bloqué ou entraîné par un autre dispositif.

9. Schéma cinématique général du train épicycloïdal simple.

a) Cas usuels de fonctionnement



10. Différents cas de fonctionnement du train épicycloïdal simple.

La configuration avec planétaire 3, ou couronne bloquée, est de loin la plus utilisée : planétaire 1 en entrée et porte-satellites PS en sortie.

Si le porte-satellites est bloqué, l'ensemble fonctionne comme un train classique à un engrenage intérieur avec roue (satellite) d'inversion.

Exemple : cas d'une configuration avec planétaire 3 bloqué, $Z_1 = 20$, $Z_2 = 30$, $Z_3 = 80$ dents, $n_1 = 1\,500$ tr/min.

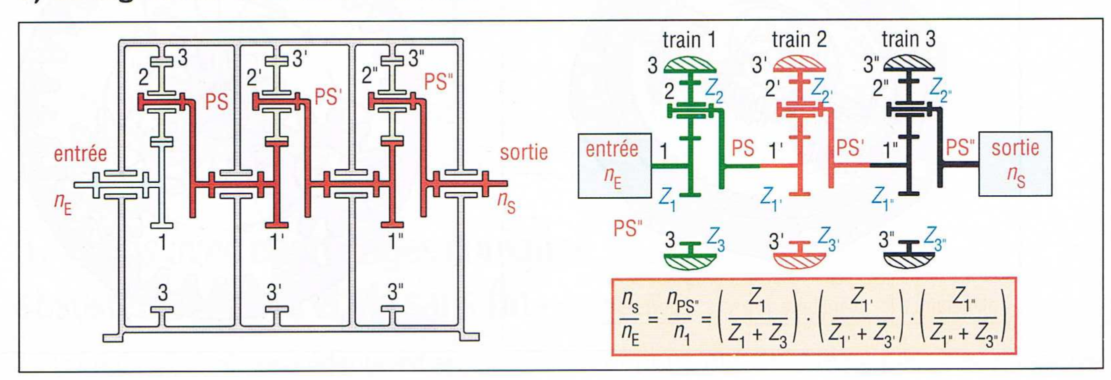
$$\frac{n_{PS}}{n_1} = \frac{Z_1}{Z_1 + Z_3} = \frac{20}{20 + 80} = \frac{20}{100} = \frac{1}{5} = 0{,}2$$

$$n_{sortie} = n_{PS} = 1\,500 \times 0{,}2 = 300 \text{ tr/min}$$

Remarque géométrique utile : $d_3 = d_1 + 2d_2$

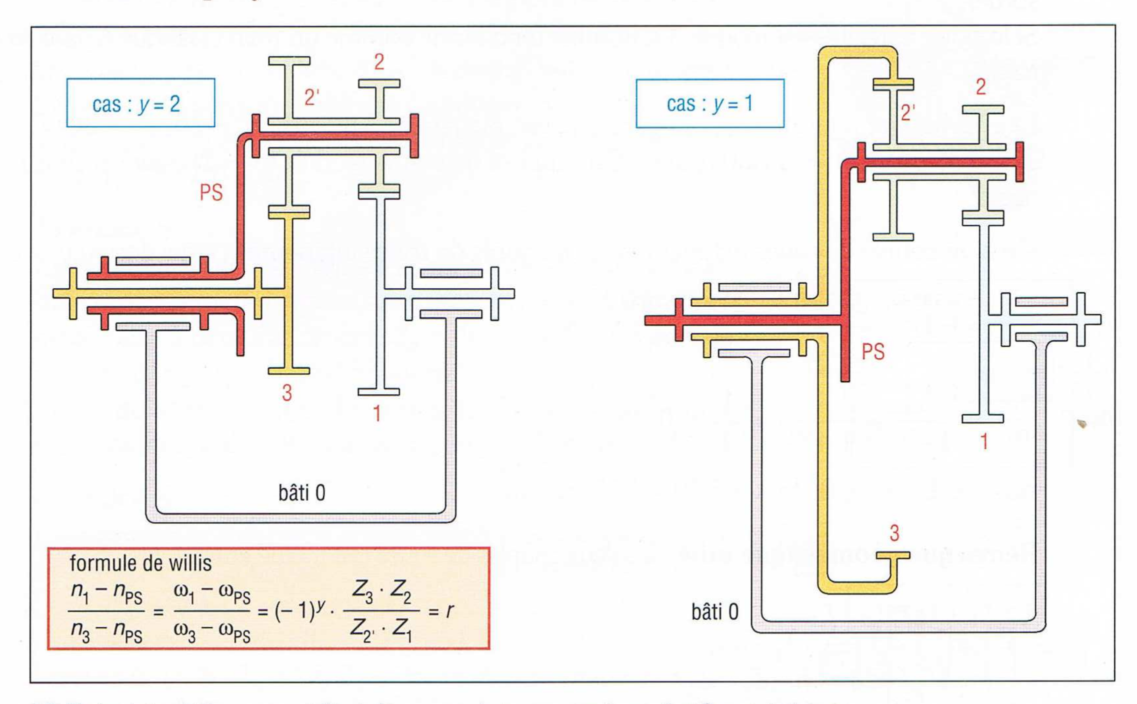
autrement dit, $mZ_3 = mZ_1 + 2mZ_2$
soit, $Z_3 = Z_1 + 2Z_2$
(vérifiée pour l'exemple : 80 = 20 + 2.30)

b) Configuration avec trains en série



11. Combinaisons de trains épicycloïdaux simples.

2. Trains épicycloïdaux avec satellites à deux roues



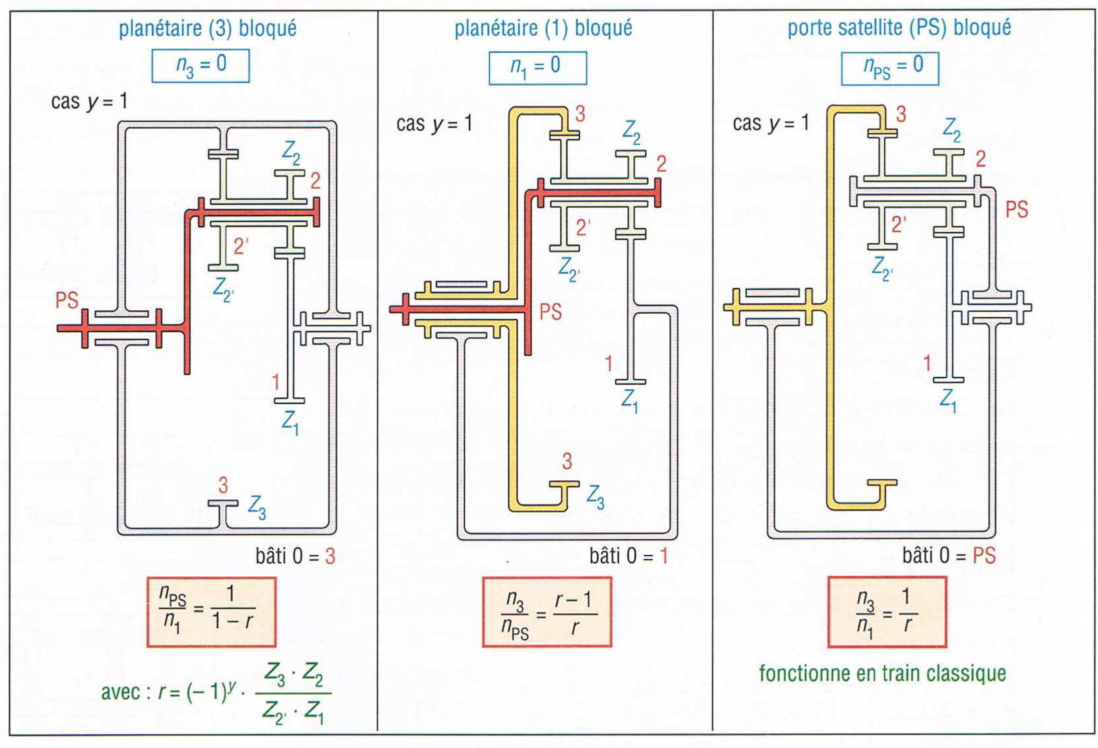
12. Trains épicycloïdaux avec satellite à deux roues. Autre cas : $y = 0$ avec 1 et 3 roues intérieures.

Cette variante du cas précédent permet de plus grands rapports de réduction. Le satellite est réalisé à partir de deux roues dentées 2 et 2'dont les nombres de dents Z_2 et $Z_{2'}$ sont différents.

Les rapports de transmission se calculent avec la formule de Willis, r est appelé la raison du train de base, y est le nombre de contacts entre roues extérieures.

Comme précédemment, le fonctionnement n'est possible que si l'un des trois éléments de base (1, 3 ou PS) est bloqué ou entraîné par un autre dispositif.

a) Cas usuels de fonctionnement



13. Différents cas de fonctionnement avec satellites à deux roues.

Les configurations avec planétaires 3 ou 1 bloqués sont les plus utilisées (porte-satellites PS en sortie).
Si le porte-satellites est bloqué, l'ensemble fonctionne comme un train classique à deux engrenages.

Exemple : configuration de la figure 13 avec planétaire 3 bloqué, $Z_1 = 20$, $Z_2 = 30$, $Z_{2'} = 50$, $Z_3 = 100$ dents, $n_1 = 1\,500$ tr/min. On suppose un même module ($m = 2$) pour les deux engrenages.

On a un couple de roues extérieures et un couple de roues intérieures ce qui donne $y = 1$.

$$r = (-1)^1 \cdot \left(\frac{Z_3 . Z_2}{Z_{2'} . Z_1} \right) = -\frac{100 \times 30}{50 \times 20} = -3$$

$$\frac{n_{PS}}{n_1} = \frac{1}{1-r} = \frac{1}{1+3} = \frac{1}{4} = 0{,}25$$

$$n_{PS} = 0{,}25 . n_1 = 0{,}25 \times 1\,500 = 375 \text{ tr/min}$$

Remarque géométrique utile : les deux couples de roues ont même entraxe a

$$a = r_1 + r_2 = r_3 - r_{2'}$$
$$= \tfrac{1}{2}(d_1 + d_2) = \tfrac{1}{2}(d_3 - d_{2'})$$
$$= m_1 (Z_1 + Z_2) = m_2 (Z_3 - Z_{2'})$$

si $m_1 = m_2 = m$

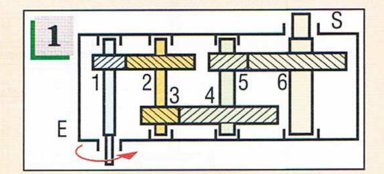
$$Z_1 + Z_2 = Z_3 - Z_{2'}$$

(vérifié pour l'exemple : 20 + 30 = 100 - 50 = 50)

V - Exercices

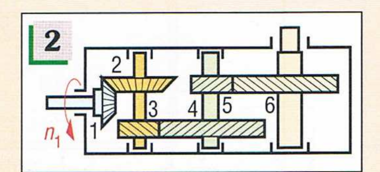
Exercice 1

Le réducteur représenté schématiquement se compose de trois trains d'engrenages à roues hélicoïdales ($Z_1 = 32$, $Z_2 = 64$, $Z_3 = 25$, $Z_4 = 80$, $Z_5 = 18$, $Z_6 = 50$ dents). Si $n_1 = 1\,500$ tr/min, déterminer la vitesse de sortie n_6 et le sens de rotation.



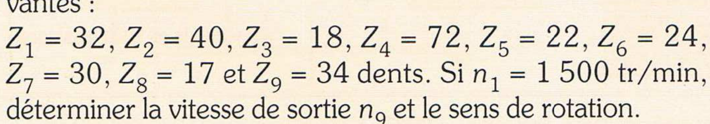
Exercice 2

Le réducteur spiroconique à trois trains proposés a les caractéristiques suivantes : $Z_1 = 26$, $Z_2 = 52$, $Z_3 = 26$, $Z_4 = 82$, $Z_5 = 18$, $Z_6 = 48$ dents. Si $n_1 = 1\,500$ tr/min, déterminer la vitesse de sortie n_6 et le sens de rotation.

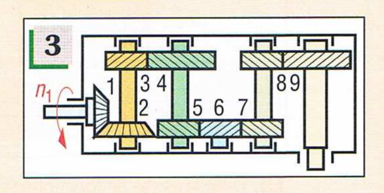


Exercice 3

Le réducteur spiroconique proposé a les caractéristiques suivantes :

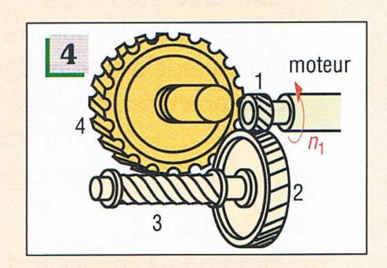


$Z_1 = 32$, $Z_2 = 40$, $Z_3 = 18$, $Z_4 = 72$, $Z_5 = 22$, $Z_6 = 24$, $Z_7 = 30$, $Z_8 = 17$ et $Z_9 = 34$ dents. Si $n_1 = 1\,500$ tr/min, déterminer la vitesse de sortie n_9 et le sens de rotation.



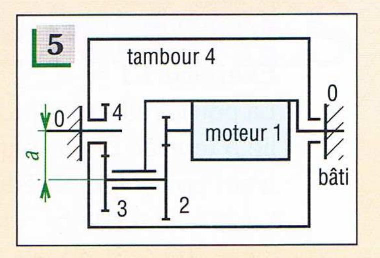
Exercice 4

Le réducteur à axes orthogonaux se compose de deux roues hélicoïdales (Z_1 = 24, Z_2 = 84 dents) et d'un système roue et vis sans fin (vis 3 à 4 filets, Z_4 = 36 dents). Indiquer, d'après la figure, le sens des hélices de toutes les roues et vis. Calculer le rapport global de réduction et la vitesse de sortie n_4 si n_1 = 1 500 tr/min.



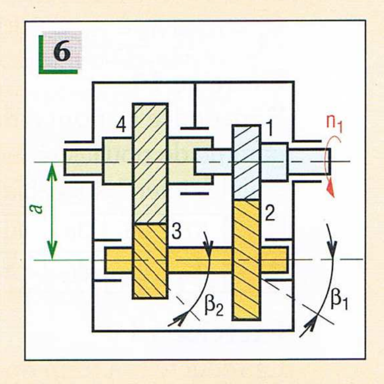
Exercice 5

Le tambour moteur de tapis roulant proposé schématiquement a les caractéristiques suivantes : n_1 = 1 500 tr/min, deux trains à dentures droites, Z_4 = 40, Z_2 = 67, rapport de réduction [n_4/n_1 = 0,1 015], entraxe commun a = 42 mm et module du couple de roues (3-4) m_2 = 1,5 mm. Déterminer Z_3, Z_1 et le module m_1 du couple de roue (1,2).



Exercice 6

Le réducteur à deux trains d'engrenages hélicoïdaux proposé présente la particularité d'avoir l'arbre d'entrée coaxial à l'arbre de sortie. Engrenage (1,2) : Z_1 = 30, Z_2 = 60, angle d'inclinaison de l'hélice β_1 = 30°, module normal m_n = 5 mm. Engrenage (3,4) : Z_3 = 22, Z_4 = 35, module normal 8 mm.
Si l'entraxe est le même pour les deux engrenages, déterminer l'angle de l'hélice β_2 du deuxième train. Calculer le rapport de la transmission et la valeur de n_4 si n_1 = 1 500 tr/min.
Préciser le sens de rotation.

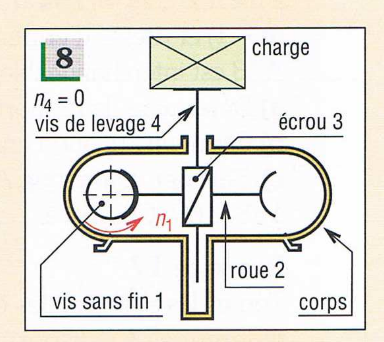


Exercice 7

Si la puissance transmise est de 40 kW, déterminer les efforts axiaux F_A exercés sur les quatre roues du réducteur de l'exercice 6. Faire le bilan des efforts axiaux sur l'arbre intermédiaire (2-3). Y a-t-il compensation ?

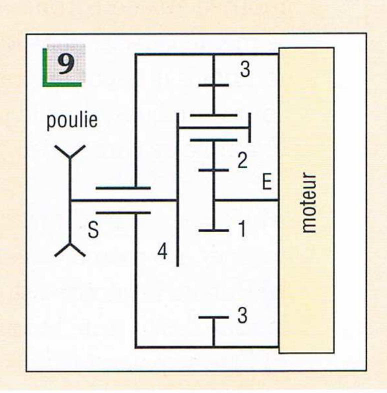
Exercice 8

Le vérin à vis proposé schématiquement est utilisé pour lever une charge : engrenage roue et vis couplé avec un système vis-écrou. La vis de levage 4 (pas 8 mm, filet à droite, ne peut pas tourner : n_4 = 0) est entraînée en translation verticale à la vitesse V par l'écrou 3 solidaire de la roue 2 (25 dents). Le mouvement moteur est fourni par la vis sans fin 1 (un filet à gauche).
Si n_1 = 1 500 tr/min, déterminer la vitesse V (en m/s) de sortie de la vis 4. La charge monte-t-elle ou descend-elle ?



Exercice 9

Le train épicycloïdal simple proposé à son entrée (E) sur la roue 1 (n_1 = 1 330 tr/min, Z_1 = 18, Z_2 = 60, Z_3 = 138) et sa sortie S sur une poulie liée au porte-satellite 4.
Calculer la vitesse de sortie $n_S = n_4$.

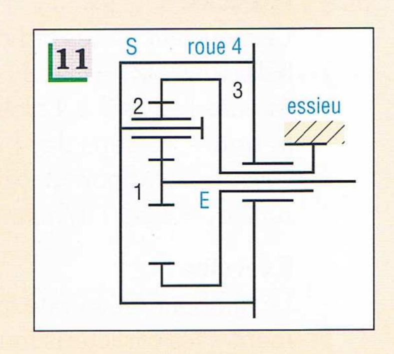


Exercice 10

Reprendre l'énoncé de l'exercice 9 avec les valeurs Z_1 = 20, Z_2 = 50, Z_3 inconnue, n_1 = 1 500 tr/min.

Exercice 11

Le réducteur de roue proposé est utilisé sur les camions, pour diminuer le diamètre des arbres de transmission successifs. Les caractéristiques sont : $Z_1 = 36$, $Z_2 = 36$, $Z_3 = 108$, entrée E ($n_E = n_1 = 1\,000$ tr/min) et sortie S sur le porte-satellites 4 (moyeu) lié à la roue. Déterminer la vitesse de sortie $n_4 = n_S$.

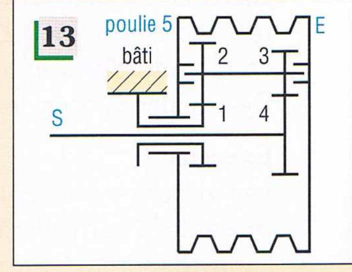


Exercice 12

Reprendre l'énoncé de l'exercice 11 avec $Z_1 = 32$, $Z_2 = 40$, Z_3 inconnue, $n_1 = 1\,000$ tr/min.

Exercice 13

La poulie réductrice proposée reçoit la puissance sur la poulie 5 (entrée E) par plusieurs courroies trapézoïdales. Un train épicycloïdal réduit le mouvement et le transmet à l'arbre 4 (sortie S). Les caractéristiques sont : $Z_1 = 37$, $Z_2 = 26$, $Z_3 = 23$, $Z_4 = 35$. Calculer la vitesse de sortie $n_4 = n_S$ si $n_E = n_5 = 500$ tr/min.



Exercice 14

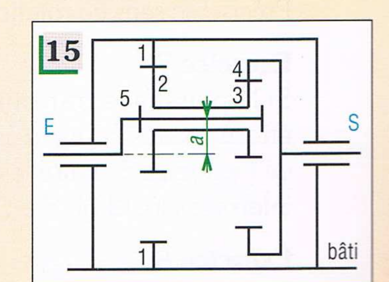
Reprendre l'énoncé de l'exercice 13. Afin d'élargir sa gamme de poulies réductrices le fabricant propose avec l'engrenage $Z_3 = 23$ et $Z_4 = 35$ les couples interchangeables suivants :

Z_1	37	36	38	40	36
Z_2	26	25	26	24	32

Calculer la vitesse de sortie n_4 pour chaque cas.

Exercice 15

Le réducteur à train épicycloïdal proposé a les caractéristiques suivantes : $Z_1 = 169$, Z2 = 163, $Z_4 = 170$, $Z_3 = 164$, entrée en E ($n_E = n_1 = 1\,500$ tr/min). Calculer la vitesse de sortie $n_S = n_4$.



Exercice 16

Reprendre l'énoncé de l'exercice 15 avec $Z_1 = A$, $Z_2 = B$, $Z_4 = 170$, $Z_3 = 164$ (toutes les roues ont même module $m = 1$) et vitesse d'entrée $n_E = n_5 = 1\,000$ tr/min. Le couple A/B est interchangeable et le nombre de dents peut être choisi.

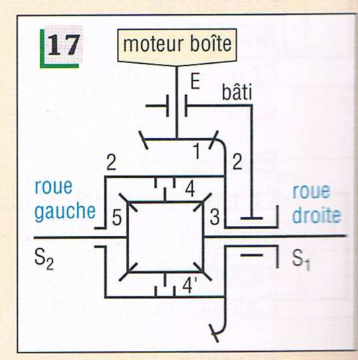
a) Déterminer le rapport n_S/n_E en fonction de A et B.

b) Écrire une relation entre A et B (propriété géométrique).

c) Calculer n_S lorsque A a les valeurs suivantes : 50, 80, 120, 140, 160, 162, 164, 166, 168, 169. Comparer.

Exercice 17

Toutes les automobiles et tous les camions sont munis d'un différentiel. Ce dispositif permet de transmettre l'énergie motrice aux deux roues même si celles-ci ne tournent pas à la même vitesse, dans le cas d'un virage. La plupart des différentiels utilisent un train épicycloïdal sphérique, avec des roues coniques, dont le principe est indiqué figure ci-contre.
Exemple de caractéristiques : $Z_1 = 17$, $Z_2 = 54$,
$Z_3 = Z_5 = 11$, $Z_4 = Z_{4'} = 16$.



a) $n_1 = n_E = 2\,000$ tr/min, déterminer la vitesse des deux roues si celles-ci sont supposées tourner à la même vitesse ($n_{S_1} = n_{S_2}$).

b) Refaire la question si, la voiture étant à l'arrêt, la roue gauche patine sur le verglas alors que la roue droite reste bloquée ($n_{S_1} = 0$).

c) Que se passe-t-il dans les virages ? Comment réagit le différentiel ?



ENGRENAGES EFFORTS SUR LES DENTURES

OBJECTIFS

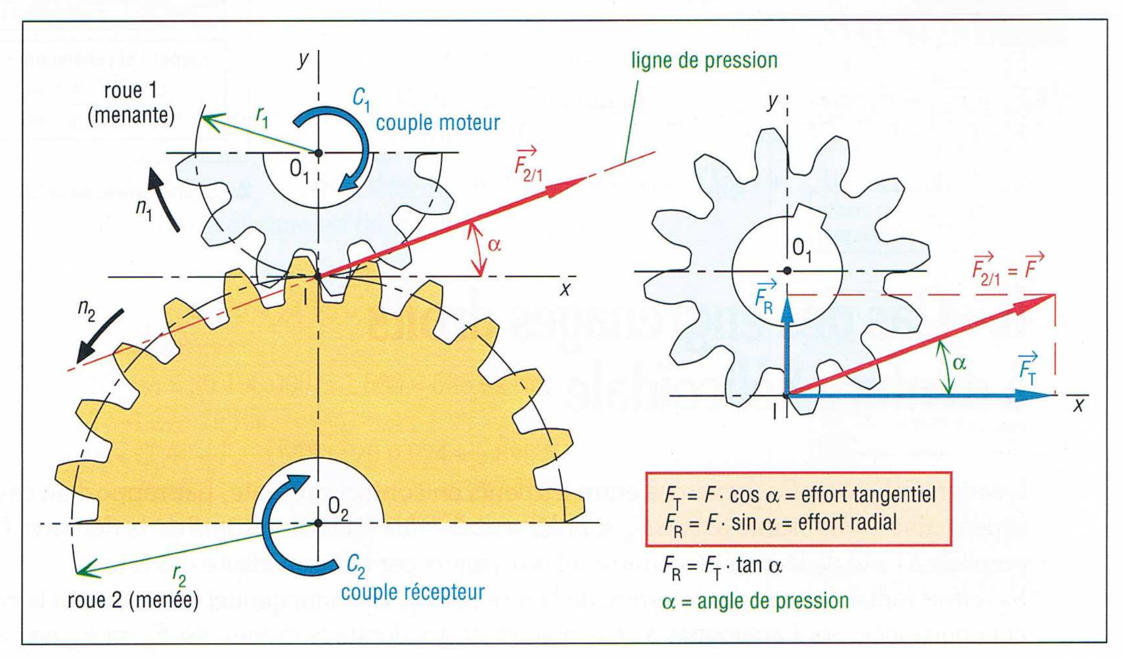
- Décrire et définir les efforts s'exerçant entre les dentures des principaux types d'engrenages.
- Fournir des éléments et une méthode de calcul de ces efforts.
- Donner des indications sur le calcul de la résistance de la dent.

I – Cas des engrenages droits à denture droite

La roue 1 est supposée menante (motrice) et la roue 2 menée (réceptrice), r_1 et r_2 sont les rayons primitifs.
C_1 est le couple moteur sur la roue 1 et C_2 le couple récepteur sur la roue 2.
P_1 est la puissance motrice de la roue 1 et P_2 la puissance réceptrice de la roue 2. Si le rendement est égal à 1 : $P_2 = P_1$.

$P = C.\omega$	$P_1 = C_1.\omega_1$	$P_2 = C_2.\omega_2$

avec P en watts, C en Nm et ω en rad/s



1. Efforts sur une denture droite.

1. Efforts de contact

a) Action de contact $F_{2/1}$

Elle schématise l'action exercée par la roue 2 sur la roue 1. Elle est toujours portée par la ligne de pression (inclinée de l'angle de pression α et passant par I, point de contact entre cercles primitifs).

b) Effort tangentiel F_T

Il est obtenu en projetant $F_{2/1}$ sur la tangente en I aux cercles primitifs. F_T est à l'origine du couple transmis.

$F_T = F_{2/1}.\cos\alpha$	$C_1 = F_T.r_1$	$C_2 = F_T.r_2$

c) Effort radial F_R : perpendiculaire à F_T, il est obtenu en projetant $F_{2/1}$ sur O_1O_2.
Parfois appelé effort de séparation, il ne participe pas à la transmission du couple ; son action a tendance à séparer les deux roues et se traduit par un fléchissement des arbres.

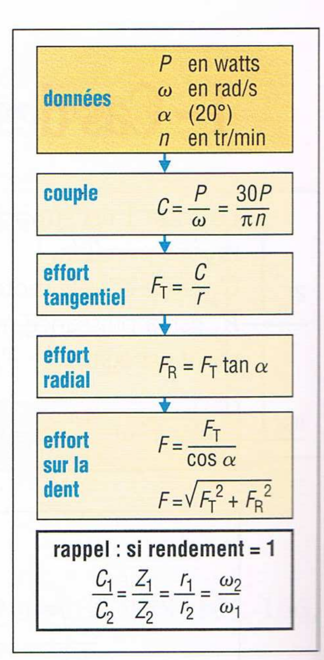
$$F_R = F_{2/1}.\sin\alpha$$

2. Calcul de $F_{2/1}$, F_T et F_R

L'organigramme proposé indique la procédure à suivre, connaissant la puissance d'entrée, la vitesse de rotation et l'angle de pression (la détermination de F_T à partir du couple C est nécessaire pour obtenir F_R et $F_{2/1}$).

Exemple 1 :
Une puissance de 100 kW à 1 500 tr/min est transmise d'une roue 1 (Z_1 = 20) à une roue 2 (Z_2 = 40). Le module est de 8 mm et l'angle de pression de 20°.
Déterminons l'ensemble des actions exercées (cas d'un rendement égal à 1).

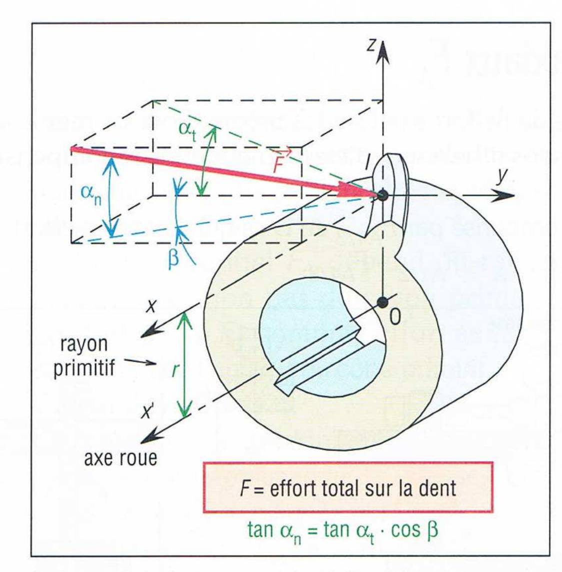
$r_1 = 0{,}5.mZ_1 = 0{,}5.8.20 = 80$ mm
$r_2 = 2r_1 = 160$ mm
$C_1 = 30P/\pi n = 30.100\,000/\pi.1\,500 = 636{,}62$ Nm
$C_2 = 2C_1 = 1273{,}24$ Nm
$F_T = F_{T1} = C_1/r_1 = F_{T2} = 636{,}6/0{,}080 = 7\,958$ N
$F_R = F_{R1} = F_T \tan\alpha = F_{R2} = 7\,958.\tan 20° = 2\,896$ N
$F = F_{2/1} = F_{1/2} = F_T/\cos\alpha = 7\,958/\cos 20 = 8\,468$ N
Vérification $F = [F_T^2 + F_R^2]^{0,5} = [7\,958^2 + 2\,896^2]^{0,5} = 8\,468$



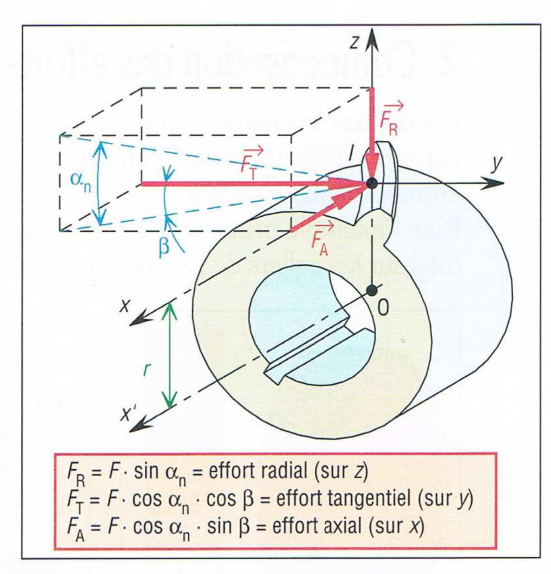
2. Organigramme de calcul.

II – Cas des engrenages droits à denture hélicoïdale

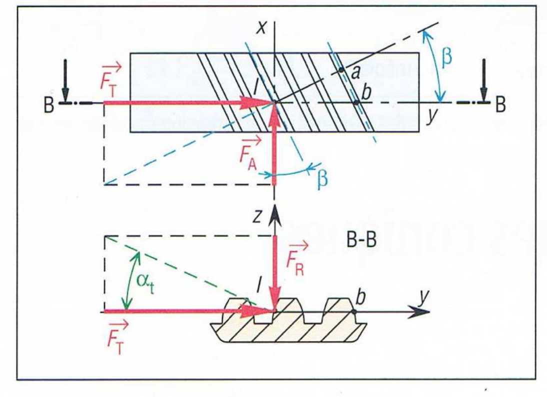
L'action F ($F_{2/1}$ ou $F_{1/2}$) exercée entre les dents en contact présente, par rapport au cas précédent, une composante axiale F_A supplémentaire due à l'inclinaison β de la denture. F_A est parallèle à l'axe de la roue et se transmet aux paliers par l'intermédiaire des arbres.
F_R, effort radial passant par le centre de la roue, et F_T, effort tangentiel transmettant le couple et la puissance, sont analogues au cas précédent des dentures droites. Ni F_R, ni F_A ne participent à la transmission du couple.



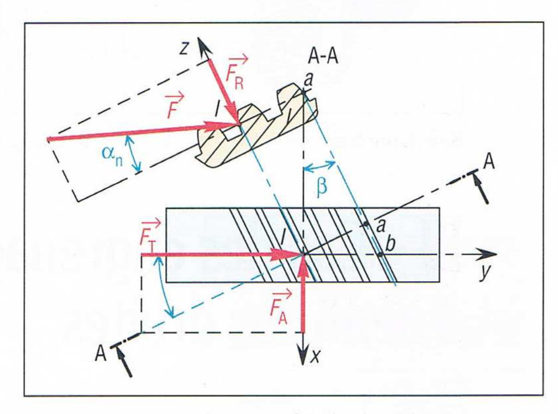
3. Action F résultante sur une dent hélicoïdale.



4. Composantes F_T, F_A, F_R de F.



5. Vues de F_A et F_T dans le plan (I, x, y).



6. Mise en évidence de F et F_R dans le plan AA.

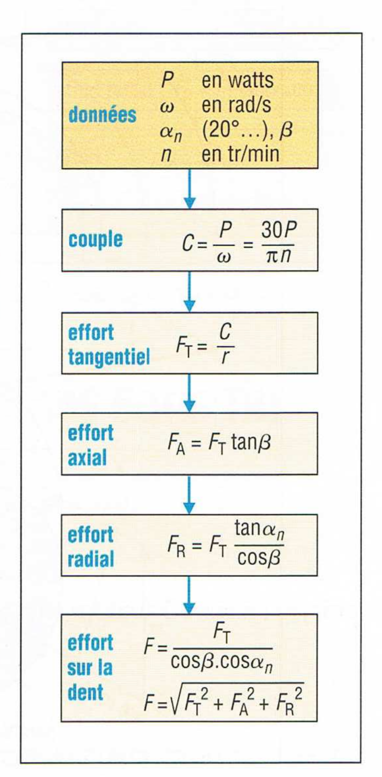
1. Calcul de F_T, F_R, F_A et F

L'organigramme proposé indique la procédure à suivre, connaissant la puissance d'entrée, la vitesse de rotation, l'angle de pression normal α_n (α_t = angle de pression apparent) et l'angle d'inclinaison β.

Exemple 2 :

Reprenons les données de l'exemple 1 (100 kW à 1 500 tr/min, $Z_1 = 20$ et $Z_2 = 40$, module normal 8 mm) avec un angle de pression normal : $\alpha_n = 20°$. Déterminons les actions si l'angle d'inclinaison de la denture est de 30°.

$m_t = m_n/\cos\beta = 8/\cos 30° = 9{,}24$ mm
$r_1 = 1/2.\ m_t.\ Z_1 = 1/2.9{,}24.20 = 92{,}4$ mm
$r_2 = 2r_1 = 184{,}8$ mm
$C_1 = 30P/\pi n = 30.100\ 000/\pi.1\ 500 = 636{,}62$ Nm
$C_2 = 2C_1 = 1\ 273{,}24$ Nm
$F_T = F_{T1} = C_1/r_1 = F_{T2} = 636{,}62/0{,}0\ 924 = 6\ 890$ N
$F_A = F_{A1} = F_T \tan\beta = F_{A2} = 6\ 890.\tan 30 = 3\ 978$ N
$F_R = F_{R1} = F_T.\ \tan\alpha_n/\cos\beta = F_{R2} = 6\ 890.\tan 20/\cos 30 = 2\ 896$ N
$F = F_{2/1} = F_T/(\cos\beta.\ \cos\alpha_n) = F_{1/2}$
$= 689/(\cos 30.\cos 20) = 8\ 466$ N
Vérification : $F = [F_T^2 + F_A^2 + F_R^2]^{1/2}$
$= [6\ 890^2 + 3\ 978^2 + 2\ 896^2]^{1/2} = 8\ 466$ N

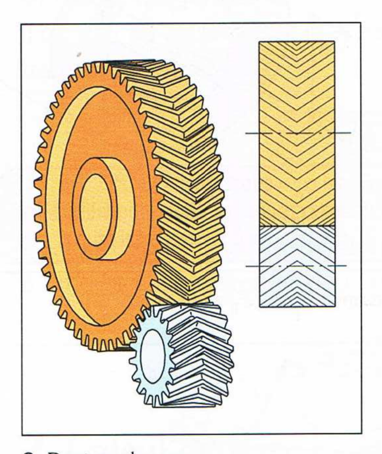


7. Organigramme de calcul.

2. Compensation des efforts axiaux F_A

Les dentures chevrons éliminent les effets de l'effort axial sur les paliers. Pour un même arbre comportant deux roues, l'utilisation de sens d'hélices judicieusement choisis compense les efforts axiaux respectifs.

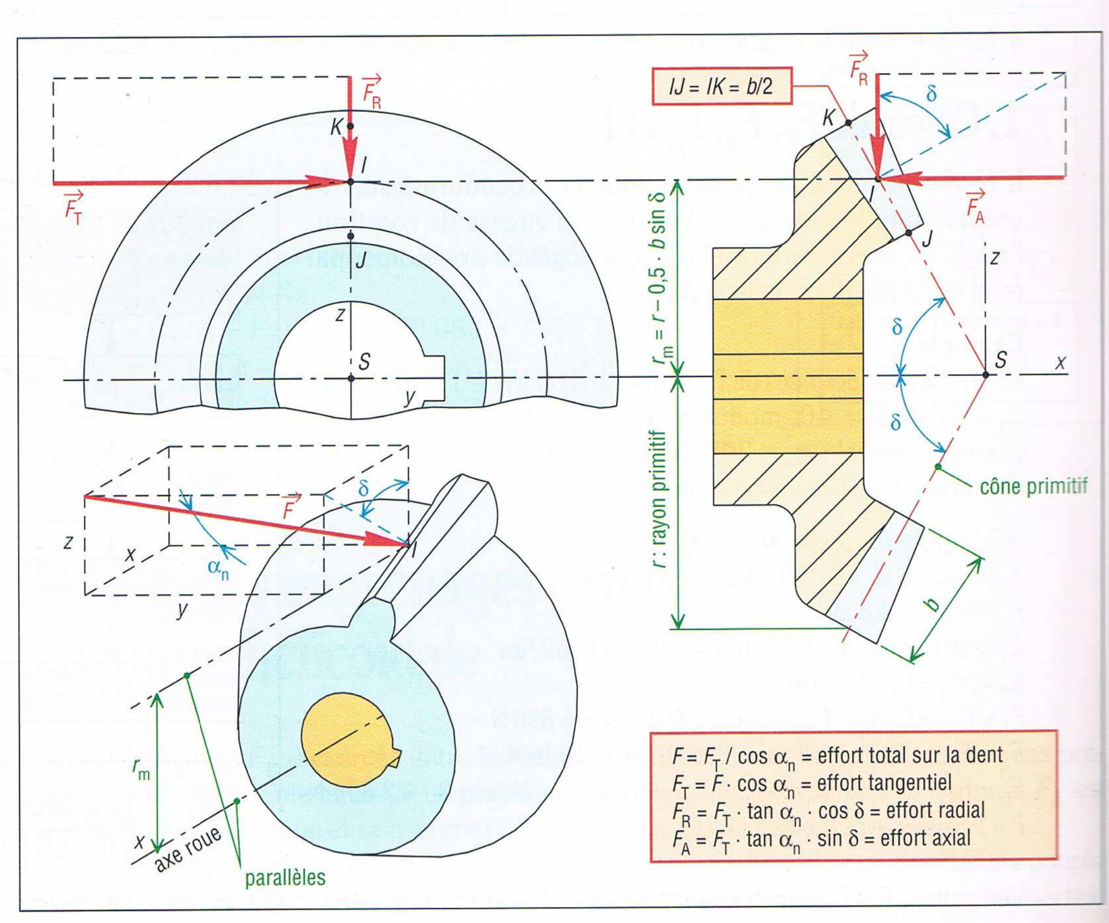
Pour l'exemple proposé, $F_{A1/2}$ en A est compensé par $F_{A4/3}$ en B ce qui donne un effort axial total sur les paliers de l'arbre intermédiaire : $F_A = F_{A1/2} - F_{A4/3}$.



8. Denture chevron.

9. Exemple de compensations des efforts axiaux de l'arbre intermédiaire des roues 2 et 3.

III - Cas des engrenages coniques à dentures droites

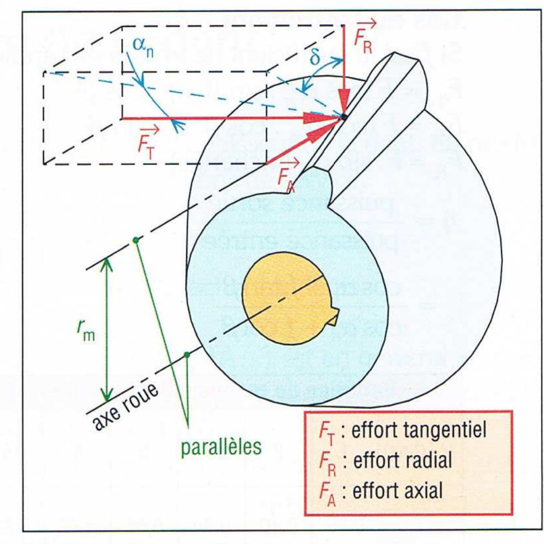


10. Efforts sur une denture conique.

La forme conique des roues engendre des efforts axiaux F_A.
Le point d'application I de l'effort F ($F_{2/1}$) porté par KJ sur la dent est supposé situé au milieu de la denture ($b/2$ de chaque côté) et sur le cône primitif.
L'effort tangentiel F_T dépend du rayon moyen r_m et non pas du rayon primitif. L'effort radial F_R comme l'effort axial F_A dépendent de l'angle δ du cône primitif.

Calcul des efforts

La procédure de détermination des efforts connaissant la puissance, la vitesse et les angles α_n et δ est indiquée par l'organigramme proposé. F_R et F_A ne participent pas à la transmission du couple C.

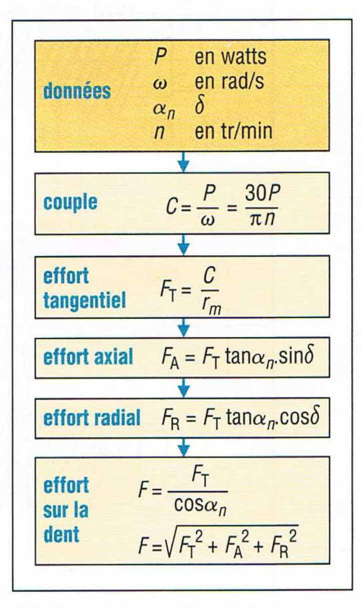


11. Vue spatiale des efforts exercés.

Si les axes des deux roues sont perpendiculaires, l'effort axial sur la roue 1 devient l'effort radial sur la roue 2 et inversement ($F_{A1} = F_{R2}$ et $F_{R1} = F_{A2}$).

Exemple 3 : reprenons les données de l'exemple 1 (100 kW, 1 500 tr/min, $Z_1 = 20$, $Z_2 = 40$ et module 8 mm). Les axes des roues sont supposés perpendiculaires, $\alpha_n = 20°$ et $b = 50$ mm.

Déterminons les efforts sur la dent.
$r_1 = 0,5.m.Z_1 = 0,5.8.20 = 80$ mm
$r_2 = 2r_1 = 160$ mm
$C_1 = 30P/\pi.n_1 = 636,62$ Nm
$C_2 = 2C_1 = 1\,273,24$ Nm
$\tan \delta_1 = r_1/r_2 = 80/160$
$\delta_1 = 26,56°$
$\delta_1 + \delta_2 = 90°$ (axes perpendiculaires)
$\delta_2 = 90° - 26,56° = 63,44°$
Rayon moyen : $r_{m1} = r_1 - 0,5 \,.\, b \,.\, \sin \delta_1$
$= 80 - 25 \,.\, \sin 26,56 = 68,82$ mm
$F_T = F_{T1} = C_1/r_{m1} = F_{T2} = 636,62/0,06\,882 = 9\,250$ N
$F_{A1} = F_{R2} = F_T.\tan \alpha_n \,.\, \sin \delta_1 = 9\,250 \,.\, \tan 20°.\sin 26,56° = 1\,505$ N
$F_{R1} = F_{A2} = F_T.\tan \alpha_n \,.\, \cos \delta_1 = 9\,250 \,.\, \tan 20°.\cos 26,56° = 3\,011$ N
$F = F_T/\cos \alpha_n = 9\,250/\cos 20° = 9\,844$ N
Vérification : $F = [F_T^2 + F_A^2 + F_R^2]^{1/2}$
$= [9\,250^2 + 1\,505^2 + 3\,012]^{1/2} = 9\,844$ N



12. Organigramme de calcul.

IV - Cas des engrenages à roue et vis sans fin

Le sens des actions F_{Tr} et F_{Tv} est indiqué pour un filet à droite (vis et roue).
Dans le cas d'un filet à gauche, ce sens doit être inversé.
F_{Tv} est l'effort tangentiel sur la vis et F_{Tr} l'effort tangentiel sur la roue.
Si la vis est motrice ou menante, cas général, F_{Tv} créé par le couple moteur Cv est à l'origine, de tous les autres efforts.
$F_{Tv} = F_{Ar}$ = effort axial sur la roue
$F_{Tr} = F_{AV}$ = l'effort axial sur la vis
La procédure de détermination des efforts est indiquée par l'organigramme proposé. Les formules indiquées ne tiennent pas compte du frottement.

Cas du frottement

Si f est le coefficient de frottement entre les roues

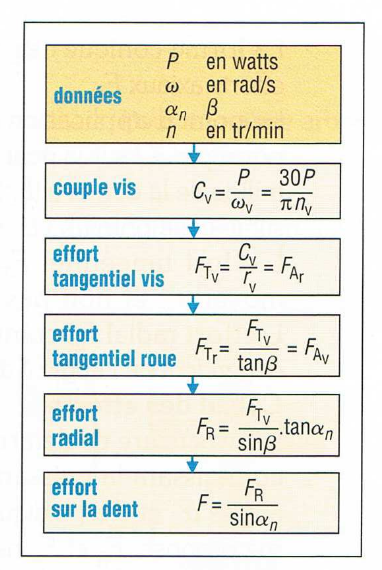
$F_{Tv} = F(\cos\alpha_n \cdot \sin\beta + f \cdot \cos\beta)$

$F_{Tr} = F(\cos\alpha_n \cdot \cos\beta - f \cdot \sin\beta)$

$F_R = F \cdot \sin\alpha_n$ (inchangé)

$$\eta = \frac{\text{puissance sortie}}{\text{puissance entrée}} = \frac{\cos\alpha_n - f.\tan\beta}{\cos\alpha_n + f.\cot\beta}$$

Variation du rendement η lorsque $f = 0{,}05$ et $\alpha_n = 20°$									
β (deg)	1	2	3	5	8	15	25	30	40
η	0,25	0,40	0,49	0,62	0,72	0,82	0,88	0,89	0,90



13. Organigramme de calcul.

F_{Av} : effort axial sur la vis
F_{Tv} : effort tangentiel sur la vis
F_R : effort radial (roue et vis)
F_{Ar} : effort axial sur la roue
F_{Tr} : effort tangentiel sur la roue
F : effort total sur la dent (roue et vis)

cas 1 : vis menante, filet à droite, $n_v > 0$

cas 2 : vis menante, filet à droite, $n_v < 0$

cas 3 : vis menante, filet à gauche, $n_v > 0$

14. Efforts exercés dans le cas d'un système roue et vis.

V - Calcul de la résistance de la dent

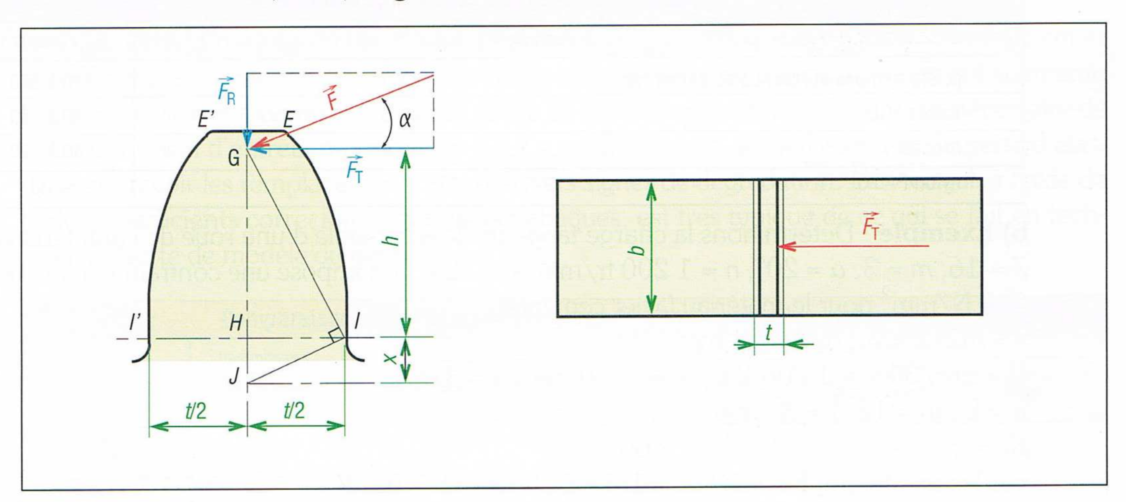
La conception d'un engrenage passe par la détermination de l'épaisseur de la dent, du module à partir de l'effort F ($F_{2/1}$) exercé entre les roues et des conditions de service.
Cette détermination conduit à deux types de calculs :
– Un calcul de contrainte au pied de la dent (zone fragile).
– Un calcul de résistance (usure, fatigue...) dans la zone de contact entre dents.

Remarques

– L'application des méthodes de calcul normalisées (ISO, AGMA...) est en général un parcours difficile semés de tâtonnements, choix, essais, erreurs et jugements qui exigent de l'expérience (voir ouvrages spécialisés et normes NF ISO 6336-1 à 6).
– Les méthodes abordées dans ce paragraphe, limitées au calcul des contraintes, sont des méthodes approchées permettant une approximation ou une étude simplifiée ; elles ne peuvent pas être utilisées pour des applications importantes.

1. Méthode de Lewis : cas d'un engrenage droit à denture droite

Cette méthode est à l'origine des autres méthodes. Sa formule a été établie en 1892. Elle est encore utilisée aujourd'hui pour des approximations et des études simplifiées.
Inconvénients : méthode majorante, supposant une seule dent en prise ; ne tient pas compte du phénomène de concentration de contraintes au pied de la dent (rayon r_f) et néglige les conditions de service (chocs, fatigue...).

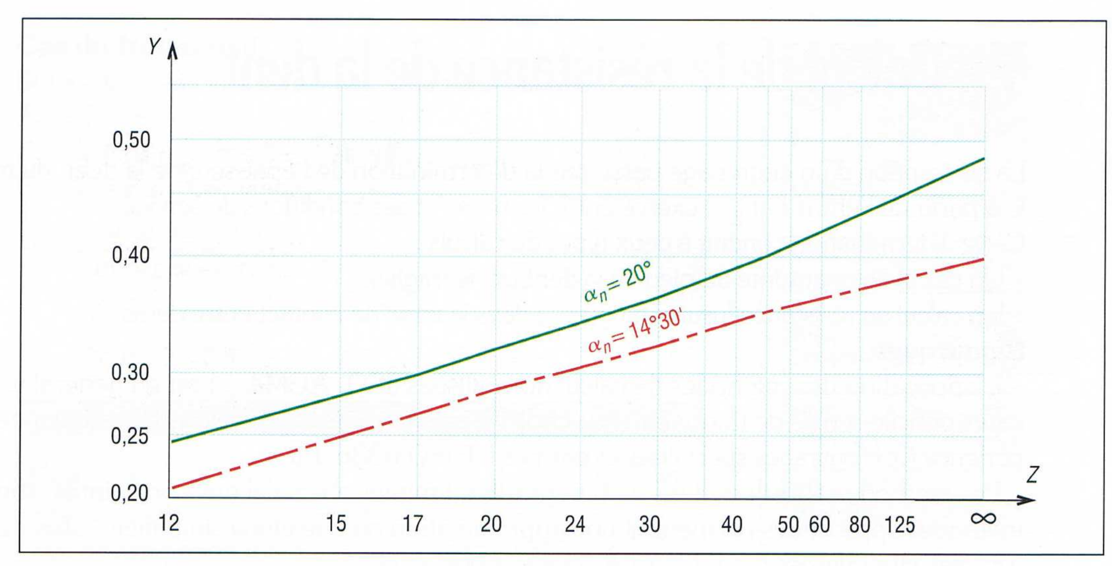


15. Efforts exercés sur une dent.

a) Principe : la dent est calculée en flexion comme une poutre encastrée soumise à l'effort F supposé situé à son extrémité E (ou E').
F peut être remplacé par ses composantes F_T et F_R. Les effets de F_R beaucoup plus faibles sont négligés.
La résistance des matériaux (cours de flexion) montre que la contrainte de flexion est maximale en I (ou I', racine de la dent) et qu'en ce point :

$$\sigma_{maxi} = \frac{F_T}{b.m.Y} = \frac{F_T}{k.m^2.Y} \leqslant R_{pe}$$

$b = k \, . \, m$: largeur de la dent
m : module
R_{pe} : contrainte admissible par le matériau (traction)
La valeur de Y dépend de l'angle de pression α et du nombre de dents Z **(voir figure 16)**.



16. Valeur du coefficient Y.

Au besoin, un coefficient correcteur (Kv) permet de tenir compte des effets de la vitesse circonférentielle au diamètre primitif ($V = \pi nr/30$) :

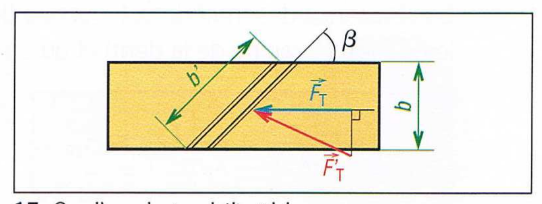
$$\sigma_{\text{maxi}} = \frac{F_T}{b.m.Y.Kv} \leqslant R_{pe} \quad \text{avec} \quad Kv = \frac{6}{6+V} \quad (V \text{ en m/s})$$

Valeurs indicatives des contraintes admissibles	
métaux	R_{pe} (N/mm²)
aciers trempés et revenus ou cémentés	110 à 370
fontes FGL	50 à 80
bronze	80 à 120
nylon PA6.6	≈ 30

b) Exemple : Déterminons la charge tangentielle admissible d'une roue de caractéristiques : $Z = 16$, $m = 3$, $\alpha = 20°$, $n = 1\,200$ tr/min, $k = 12$ si l'on impose une contrainte admissible de 210 N/mm² pour le matériau (acier cémenté).
$r = mZ/2 = 3.16/2 = 24$ mm
$V = \pi nr/30 = \pi.1\,200.24/30 = 3\,016$ mm/s ≈ 3 m/s
$b = k\,.\,m = 12.3 = 36$ mm
$Kv = 6/(6 + V) = 6/(6 + 3) = 0{,}666$
par lecture du graphe des Y ($Z = 16$), on obtient : Y ≈ 0,30
$F_T \leqslant R_{pe}.b.m.Y.Kv = 210.36.3.0{,}30.0{,}666 = 4\,530$ N

2. Méthode de Lewis : cas d'un engrenage droit à denture hélicoïdale

En remarquant que :
$[F'_T/b' = (F_T/\cos\beta)/(b/\cos\beta) = F_T/b]$,
la formule précédente est conservée en remplaçant le module m par le module réel m_n et en remplaçant Z par le nombre de dent équivalent Z_e (voir chapitre 29 : étude générale des engrenages, paragraphe 3, page 347).



17. Cas d'une denture hélicoïdale.

$$\sigma_{\text{maxi}} = \frac{F_T}{b.m_n.Y.Kv} \leqslant R_{pe} \quad \text{avec} \quad Z_e = \frac{Z}{\cos^3\beta}$$



TRANSMISSIONS PAR COURROIES ET PAR CHAÎNES

OBJECTIFS

- Donner des éléments de comparaison entre courroies, chaînes et engrenages.
- Décrire et étudier les principales familles de courroies et de chaînes.
- Fournir les éléments pour le calcul des transmissions.

Utilisées en manutention ou en transmission de puissance, ces transmissions sont assez faciles à concevoir et souples d'emploi ; elles donnent une grande liberté pour positionner les organes moteur et récepteur. Économiques, elles remplacent de plus en plus souvent les engrenages, les arbres, les paliers et diverses transmissions rigides.
De plus, dans la mesure où ces éléments présentent une certaine élasticité, elles réduisent et amortissent les vibrations, atténuent les chocs et les à-coups de transmission, ce qui augmente la durée de vie des machines. La durée de vie de ces éléments étant limitée, il est nécessaire de prévoir un plan d'entretien périodique pour surveiller l'usure, le vieillissement, la perte d'élasticité et prévoir les remplacements aux premiers signes de dégradation. Leur calcul, à l'aide de tables, coefficients correcteurs, graphes et abaques, est très typique de ce qui se fait en technologie, sorte de modèle du genre.

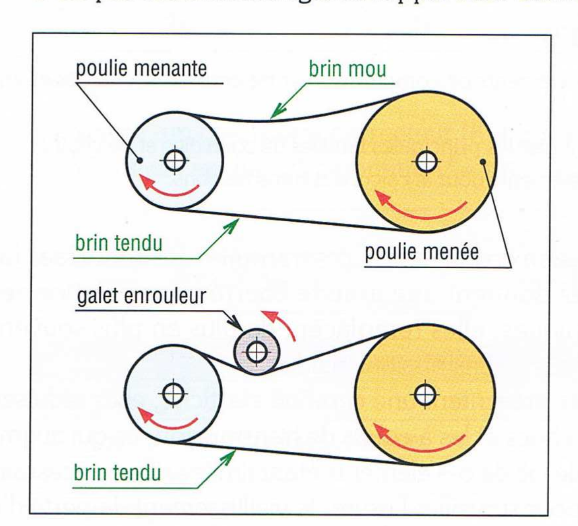
Comparaison des principaux systèmes de transmission de puissance

	transmissions par engrenages	transmissions par roues et chaînes	transmissions poulies courroies			
			courroies crantées (synchrones)	courroies striées (poly-V)	courroies trapézoïdales (en V)	courroies plates
couples transmissibles	très élevés	élevés	assez élevés	modérés	moyens	faibles
puissances transmissibles	très élevées	élevées	assez élevées	modérées	élevées	faibles
vitesses limites (m/s)	80 à 100	13 à 20	60	60 à 80	40	80 à 100
rapport limite (ND/Nd) de la transmission	$<\frac{1}{8}$	$<\frac{1}{9}$	$<\frac{1}{10}$	$<\frac{1}{40}$	$<\frac{1}{15}$	$<\frac{1}{20}$
position des arbres	tous cas possibles*	parallèles	parallèles	parallèles et autres	parallèles	parallèles et autres
rendement (%)	≈ 98	⩽ 97	⩽ 98	⩽ 98	70 à 96	≈ 98
tension initiale	inutile	faible	faible	assez élevée	peu élevée	élevée
durée de vie	élevée	assez élevée	limitée	limitée	limitée	limitée
lubrification	nécessaire	nécessaire	inutile	inutile	inutile	inutile
INCONVÉNIENTS	– entraxe précis – lubrification	– bruyantes – lubrification	– synchronisme non parfait	– moins économique	– rendement	– faibles couples
AVANTAGES	– synchronisme – précision – grands couples et grandes puissances – position des arbres	– assez bon synchronisme – supportent des tensions élevées et des basses vitesses	– entretien réduit – vitesses angulaires constantes	– flexibilité – silencieuses – diamètres d'enroulement faibles	– économique – encombrement réduit, permet les groupements en parallèle	– grandes vitesses – rendement – silencieuses – rapports de transmission

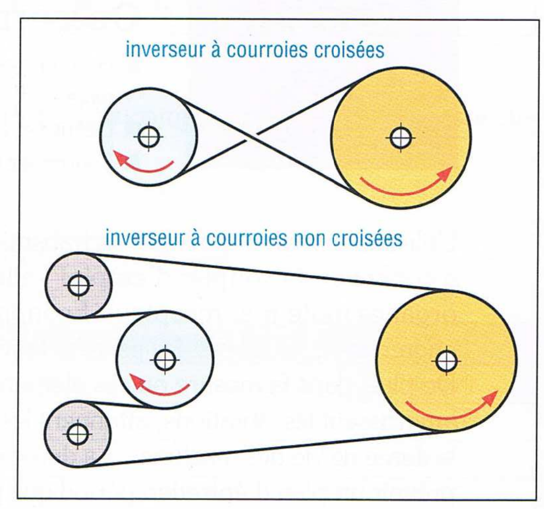
*arbres parallèles, perpendiculaires, orthogonaux et même de position quelconque

I - Transmissions par poulies et courroies

Silencieuses, elles sont surtout utilisées aux vitesses élevées avec de grands entraxes possibles entre poulies.
La tension initiale des courroies est indispensable pour garantir l'adhérence et assurer la transmission du mouvement.
Un système à entraxe réglable ou un dispositif annexe de tension (galet enrouleur, etc.) est souvent nécessaire pour régler la tension initiale et compenser l'allongement des courroies au cours du temps.
À l'exception des courroies crantées, en fonctionnement normal, il existe un léger glissement de la courroie sur les poulies amenant une imprécision du rapport de transmission ; celui-ci n'est pas exactement égal au rapport des diamètres des deux poulies.

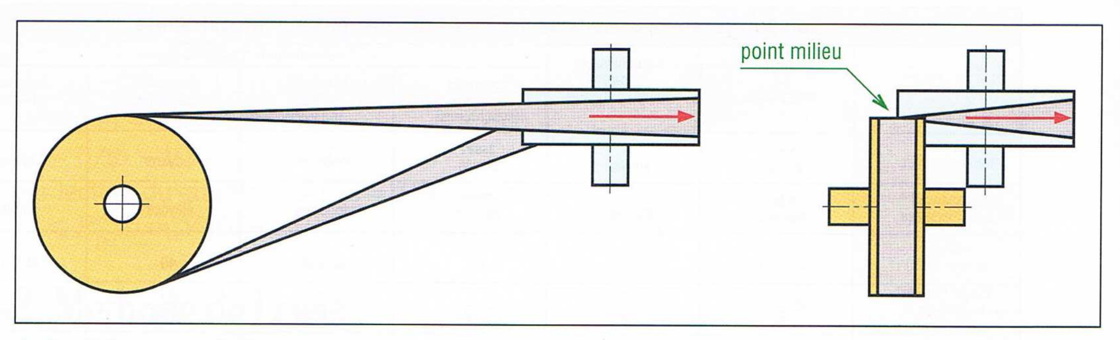


1. Principe d'une transmission par poulie courroie.



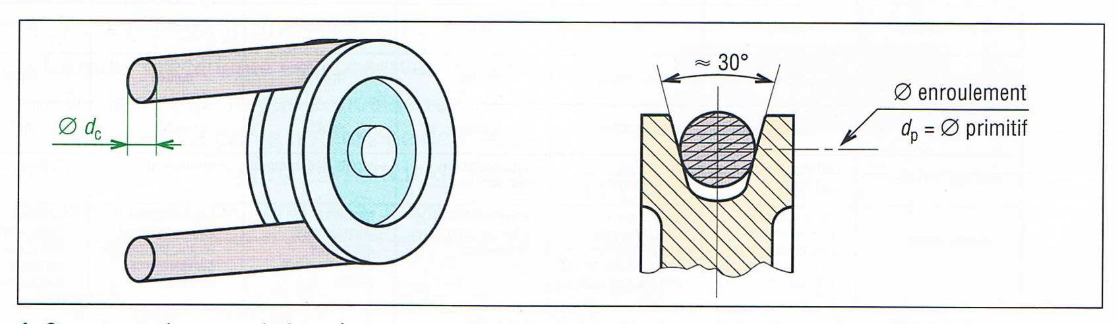
2. Inverseurs.

Règle : quand une courroie quitte une poulie elle doit se trouver dans le plan médian de la poulie réceptrice.



3. Cas d'arbres perpendiculaires.

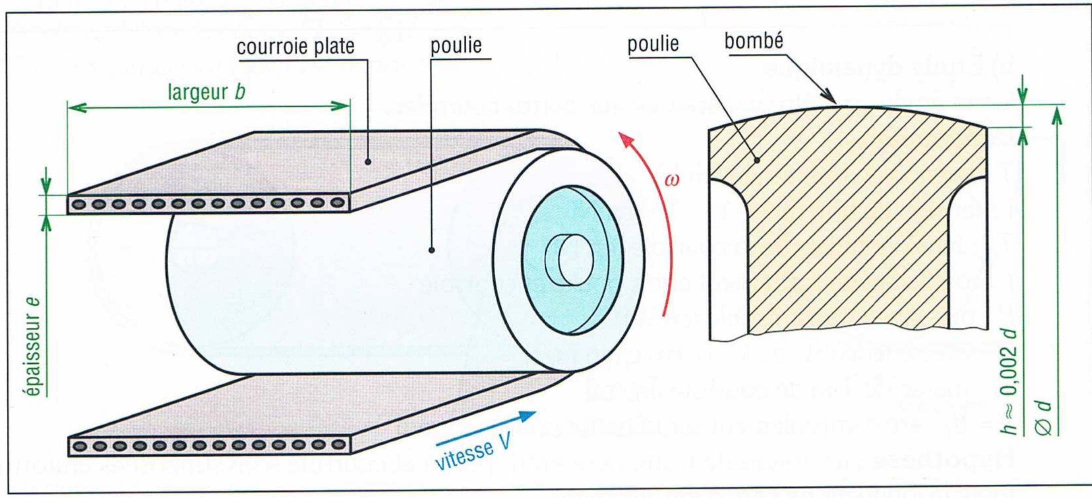
Courroies rondes : elles sont surtout utilisées dans les petits mécanismes.



4. Courroies rondes : exemple de configuration.

1. Courroies plates

Très silencieuses, elles permettent de grands rapports de réduction et sont surtout utilisées aux grandes vitesses (80 à 100 m/s) sous de faibles couples.
Elles absorbent bien les vibrations torsionnelles, ce qui autorise les grands entraxes et les grandes longueurs. Elles ont un très bon rendement (≈ 98 %, comparable aux engrenages).
Le bombé des poulies permet un meilleur guidage et une meilleure stabilité de la courroie et compense dans une certaine mesure un désalignement initial.

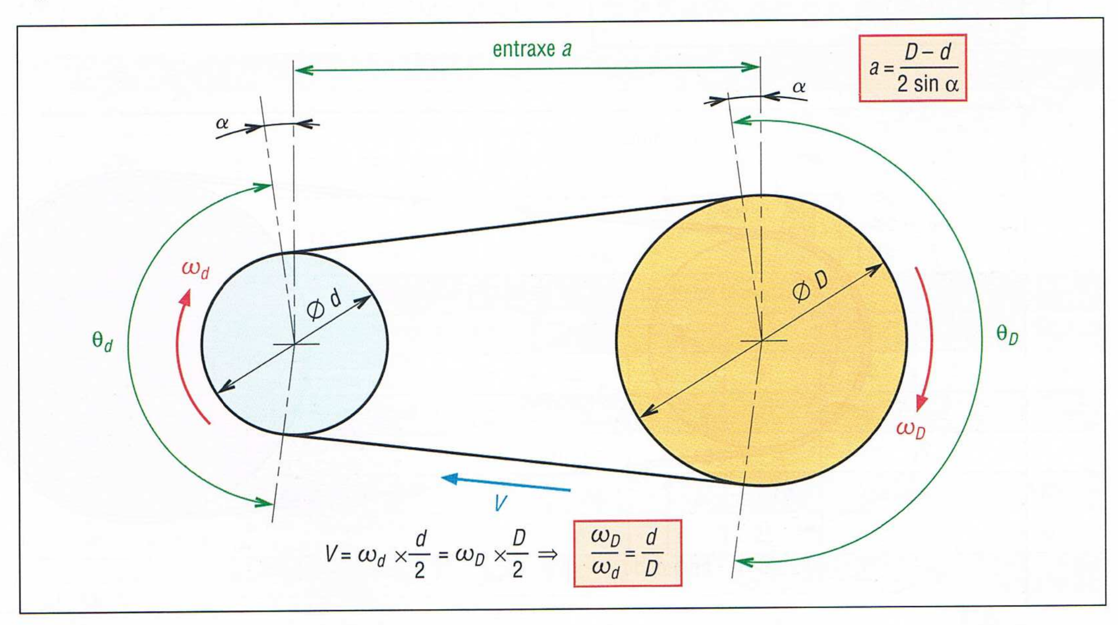


5. Courroie plate. Matériaux : polyuréthane (< 25 m/s), polyester, aramide revêtu silicone (< 80 m/s)...

a) Rapport de transmission

$$\frac{N_D}{N_d} = \frac{\omega_D}{\omega_d} = \frac{d}{D} = \frac{C_d}{C_D}$$

N_d : vitesse de la petite poulie en tr/min
N_D : vitesse de la grande poulie en tr/min
ω_d et ω_D : vitesses en rad/s
d : diamètre d'enroulement petite poulie
D : diamètre d'enroulement grande poulie
C_d : couple sur la petite poulie en N.m
C_D : couple sur la grande poulie en N.m



6. Cinématique.

Longueurs des courroies et angles d'enroulement (notation $\sin^{-1} = \arcsin$)		
courroies non croisées		courroies croisées
angles d'enroulement $\theta_d = 180° - 2\sin^{-1}\left(\frac{D-d}{2a}\right)$ $\theta_D = 180° + 2\sin^{-1}\left(\frac{D-d}{2a}\right)$	longueurs des courroies $L = [4.a^2 - (D-d)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{2}(\theta_D.D + \theta_d.d)$ si α est petit : $L \approx 2a + \pi\left(\frac{D+d}{2}\right) + \frac{(D-d)^2}{4a}$	$\theta_D = \theta_d = \theta = 180° - 2\sin^{-1}\left(\frac{D-d}{2a}\right)$ $L = [4a^2 - (D+d)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{2}\theta(D+d)$ $L \approx 2a + \pi\left(\frac{D+d}{2}\right) + \frac{(D+d)^2}{4a}$

b) Étude dynamique

Cette étude peut être généralisée aux autres courroies.

Données :

T : tension du brin tendu (en N)

t : tension du brin mou « $t < T$ » (en N)

T_0 : tension initiale de la courroie (en N)

f : coefficient de frottement entre poulie et courroie

P : puissance transmissible (en W)

V : vitesse (linéaire) de la courroie (en m/s)

m : masse de 1 m de courroie (kg/m)

$\theta = \theta_d$: arc d'enroulement sur la petite poulie (en rad)

Hypothèse : les forces de frottement entre poulie et courroie sont supposées uniformes sur toute la longueur de l'arc d'enroulement.

Rapport entre les tensions *T* et *t*

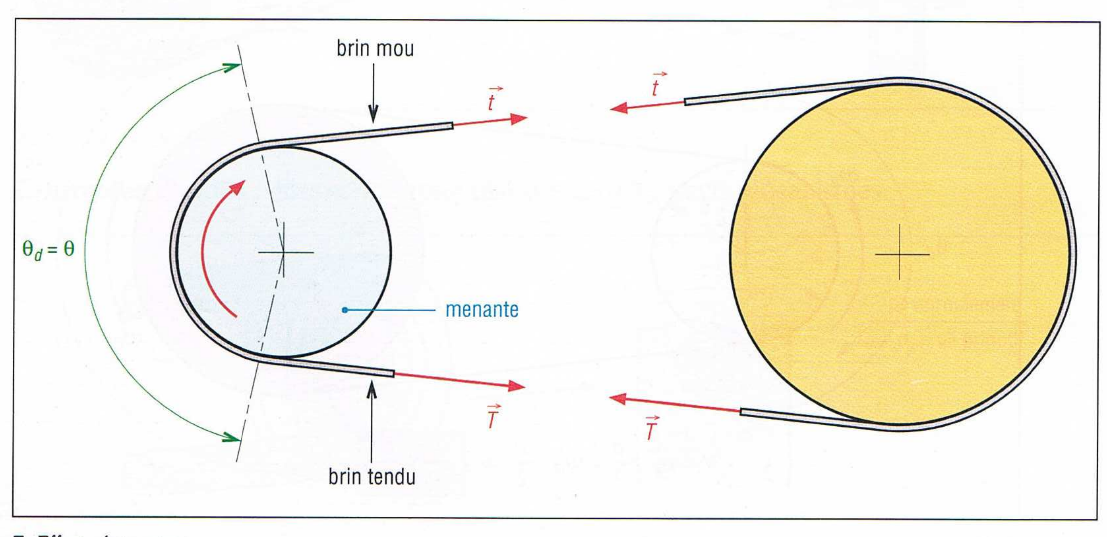
Cas 1 : effets de la force centrifuge sur la courroie négligés

Après une étude statique on obtient :

$$\frac{T}{t} = e^{f.\theta} \quad (\text{avec } \theta \text{ en rad})$$

Cas 2, en tenant compte de la force centrifuge (F_c) sur la courroie

$$\frac{T - F_c}{t - F_c} = e^{f.\theta} \quad (\text{avec } F_c = m.V^2)$$



7. Efforts de tension.

Couples transmis

Sur la grande poulie :	Sur la petite poulie :
$C_D = (T - t) \,.\, D/2$	$C_d = (T - t) \,.\, d/2$

Tension t maximale admissible (T_{maxi})

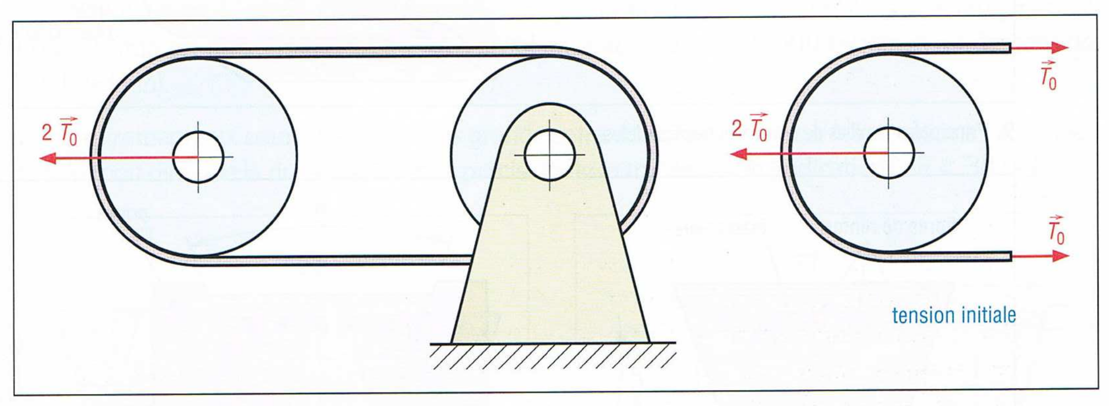
Si T_0 est la tension initiale (appliquée au moment de l'installation) lorsque la courroie tourne à vide ($T \approx t \approx T_0$), en fonctionnement sous charge on a :

$T = T_0 + \delta_F$ (pour le brin tendu)

$t = T_0 - \delta_F$ (pour le brin mou)

Après addition des deux : $T_0 = \frac{1}{2}(T + t)$

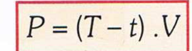
T est maximale lorsque t est minimale ($t = 0$) : $T_{maxi} = 2T_0$



8. Tension initiale d'une courroie.

Puissances transmissibles

En fonctionnement normal :



$P = (T - t)\,.V$

Puissance maximale transmissible (cas ou $T_{maxi} = 2T_0$) :

$P = (T_{maxi} - t_{mini}).V = (2T_0 - 0).V = 2T_0.V$

En pratique on pose :

$$P = \frac{2.K_P.K_V.T_0.V}{K_s}$$

P en watts
T_0 en N
V en m/s

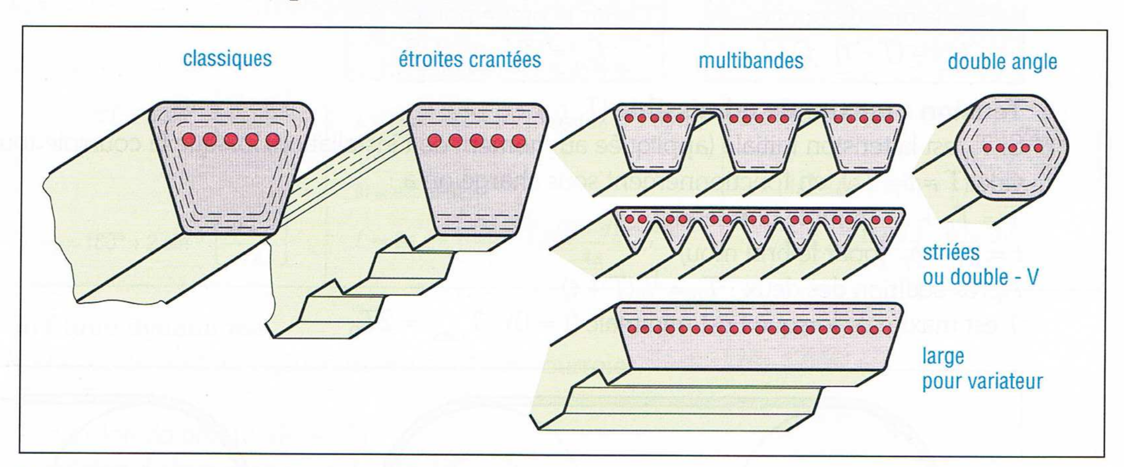
K_p : coefficient correcteur fonction du diamètre de la poulie
K_v : coefficient correcteur fonction de la vitesse (V) de la courroie
K_s : coefficient correcteur fonction des conditions de service (tableau p. 382)

On peut poser $P_b = 2.K_p.K_v.T_0.V$ = puissance de base de la courroie avec la condition $[P.K_s \leqslant P_b]$.

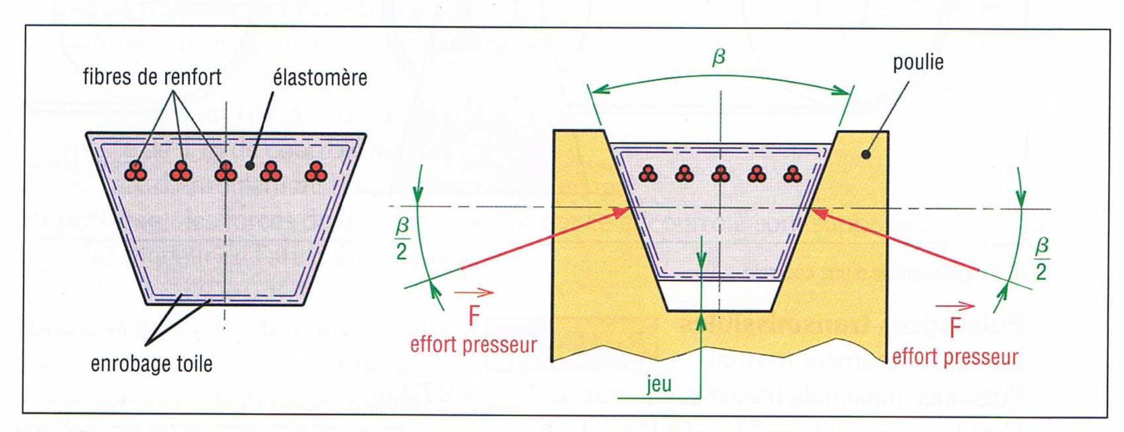
Courroies plates : extrait de dimensions (NF ISO 22)											
largeur courroie	16	20	25	32	40	50	63	71	80	90	diamètres poulies (ISO) d
largeur poulie correspondante	20	25	32	40	50	63	71	80	90	100	40 50 63 80 100 125 140 160 180 200 250 315 400 500 630 800 1 000 1 250 1 600 2 000
longueurs préférentielles	1000 2800	1120 3150	1250 3550	500 1400 4000	560 1600 4500	630 1800 5000	710 2000	800 2240	900 2500		

matériaux	Caractéristiques indicatives des courroies plates et rondes							
polyamide (frottement f = 0,5 à 0,8)	épaisseur courroie (mm)	0,8	1,3	1,8	2,8	3,3	5	6,3
	diamètre d'enroulement mini sur la poulie (mm)	15	25	60	60	110	240	340
élastomère (uréthane… f = 0,7)	épaisseur courroie (mm)	0,9	1,6	2		2,3		
	diamètre d'enroulement mini sur la poulie (mm)	8	10 à 13	13 à 19		13 à 19		
U : aramide/uréthane C : aramide/chloropr. S : aramide/silicone	épaisseur courroie (mm)	0,9 (C)	1 (U)	1,1 (S)	1,9 (C)	2 (S-U)	3 (C)	
	diamètre d'enroulement mini sur la poulie (mm)	12	15	15	25	25	50	
courroies rondes (élastomère f = 0,7)	diamètre courroie (mm)	6,4	9,5	12,7	19			
	diamètre d'enroulement mini sur la poulie (mm)	38 à 50	57 à 76	76 à 100	127 à 180			

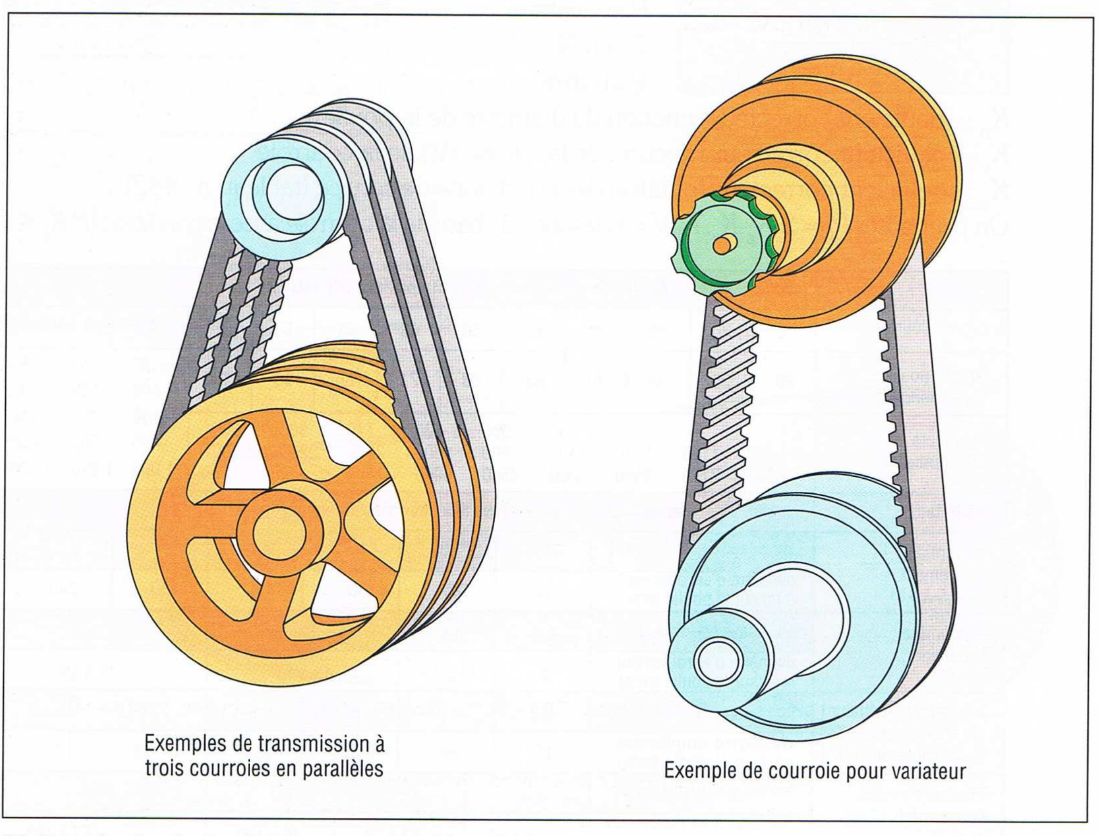
2. Courroies trapézoïdales



9. Principales familles de courroies trapézoïdales.



10. Efforts presseurs exercées par la gorge d'une poulie sur une courroie trapézoïdale.



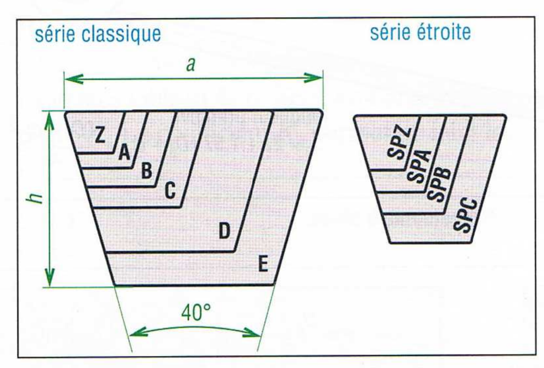
11. Exemples d'application des courroies trapézoîdales.

Les courroies trapézoïdales sont les plus utilisées ; à tension égale elles transmettent une puissance plus élevée que les courroies plates (conséquence de la forme en V augmentant la pression de contact et par là l'effort transmissible).
Si une puissance élevée doit être transmise on peut utiliser plusieurs courroies en parallèles sur la même poulie (avec 1, 2, 3..., 10 gorges).
Le montage nécessite un bon alignement des poulies et un réglage de l'entraxe pour le montage et le démontage.

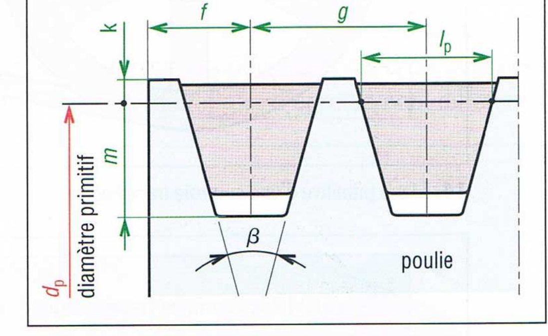
Remarques :

– Pour obtenir de bons résultats et une bonne transmission, la courroie doit aller suffisamment vite (environ 20 m/s).
Les problèmes apparaissent au-dessus de 25 m/s et en dessous de 5 m/s (schématiquement 4 000 tr/min est une bonne vitesse ; des problèmes au-dessus de 5 000 tr/min et au-dessous de 1 000 tr/min).

– Contrairement aux courroies plates, les grands entraxes sont à éviter car les vibrations excessives du brin mou diminue la durée de vie et la précision de la transmission [indications : $a < 3(D+d)$].



12. Séries classiques et étroites.



13. Montage sur une poulie (β = 32°, 34°, 36°, 38°).

principales dimensions (en mm)	Principales dimensions trapézoïdales (ISO 4183)									
	série classique						série étroite			
	Z	A	B	C	D	E	SPZ	SPA	SPB	SPC
a	10	13	17	22	32	38	10	13	16	22
h	6	8	11	14	19	25	8	10	13	18
l_p	8,5	11	14	19	27	32	8,5	11	14	19
f	7	9	11,5	16	23	28	7	9	11,5	16
g	12	15	19	25,5	37	44,5	12	15	19	25,5
k (mini)	2	2,75	3,5	4,8	8,1	9,6	2	2,75	3,5	4,8
m (mini)	7	8,7	10,8	14,3	19,9	23,4	9	11	14	19
d_p (usuel)	50 à 630	75 à 800	125 à 1 120	200 à 2 000	355 à 2 000	500 à 2 500	63 à 630	90 à 800	140 à 1 120	224 à 2 000

l_p : longueur primitive ou de référence ; d_p : diamètre primitif ou de référence.
Exemple de désignation : Z1420 (pour courroie classique de longueur 1 420 mm).

La série étroite (SPZ, SPA...) permet des transmissions plus compactes que la série classique (Z, A, B...) ; les courroies sont plus flexibles et les calculs identiques. Un crantage intérieur augmente la flexibilité et la capacité à dissiper la chaleur aux hautes vitesses.
Les courroies striées ont une action coinçante moins marquée et leur fonctionnement se rapproche plus de celui des courroies plates.

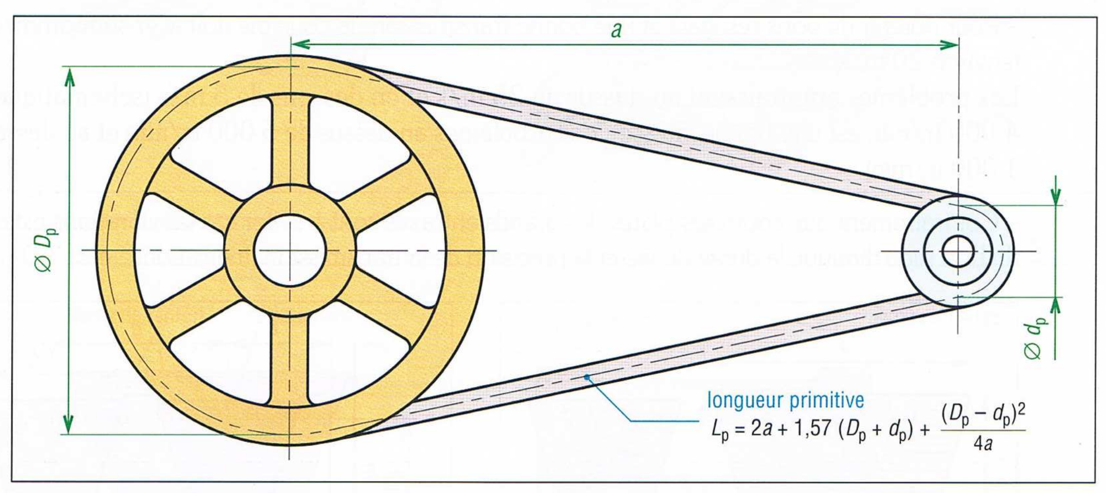
a) Étude générale

Elle est identique à celle des courroies plates sauf que d et D sont remplacés par d_p et D_p, diamètres primitifs des poulies, et que β intervient.

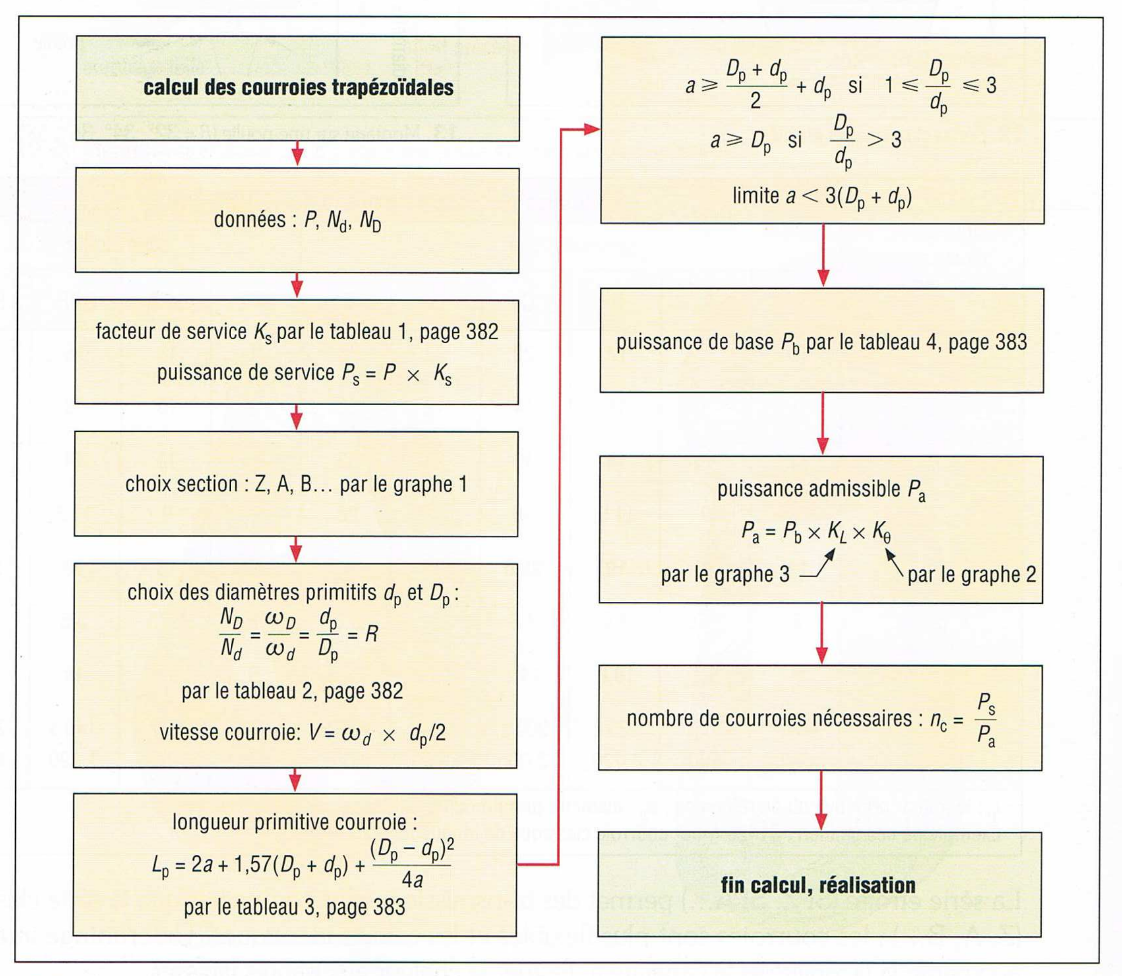
$$\frac{T - F_c}{t - F_c} = e^{f.\theta/\sin(\beta/2)} \quad (avec\ F_c = m.V^2)$$

Indication : $3 \leqslant T/t \leqslant 5$ et le plus souvent $T \approx 5t$

b) Calcul des courroies trapézoïdales

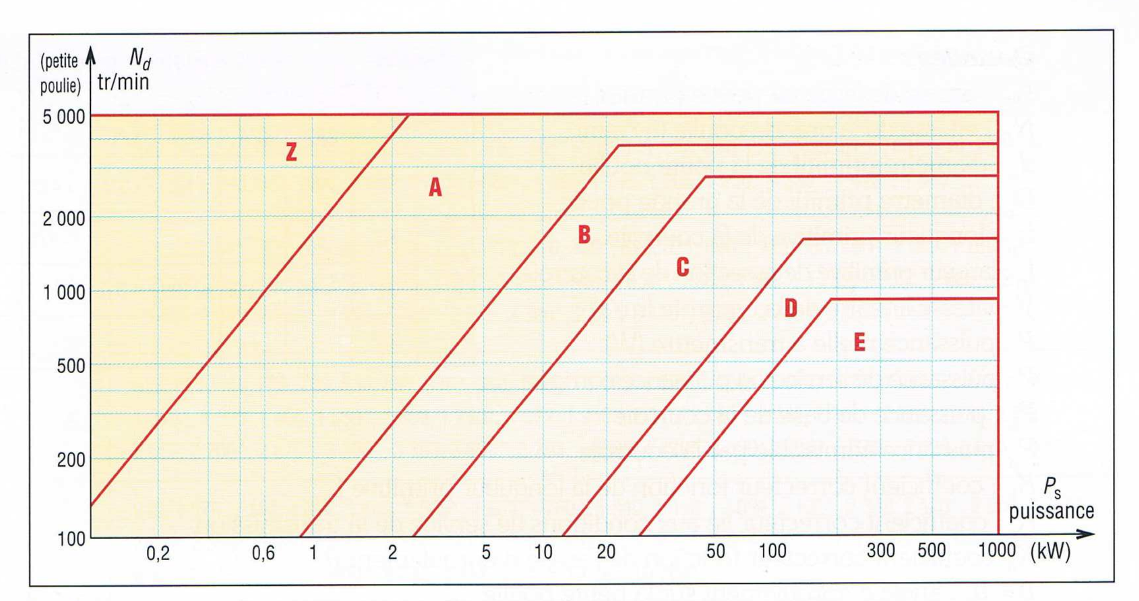


14. Ligne primitive d'une courroie trapézoïdale.



15. Principe de calcul des courroies trapézoïdales.

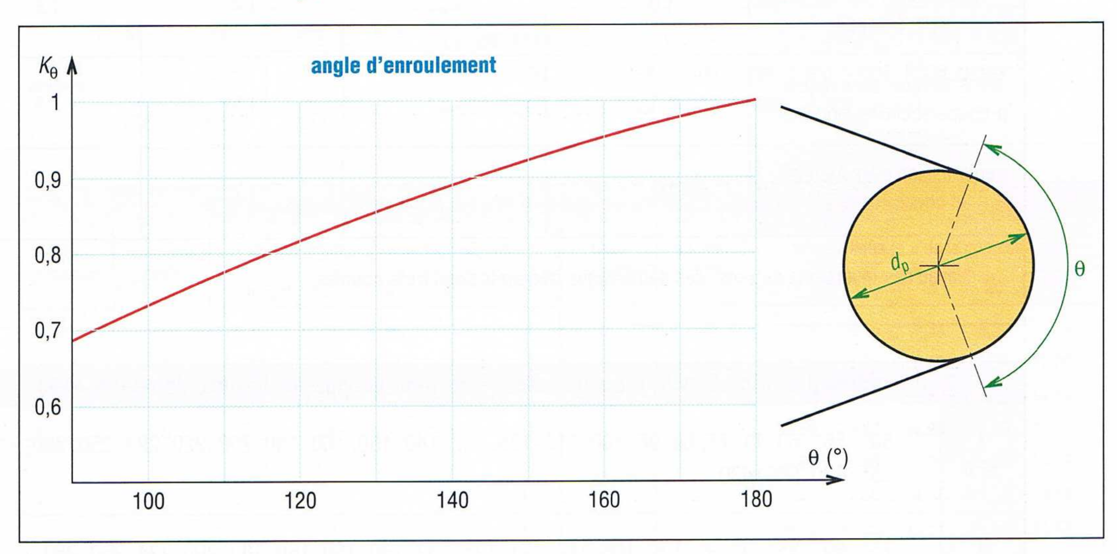
Le principe est résumé par l'organigramme de la figure 15.



16. Graphe 1 : gamme des puissances transmissibles par type de courroie.

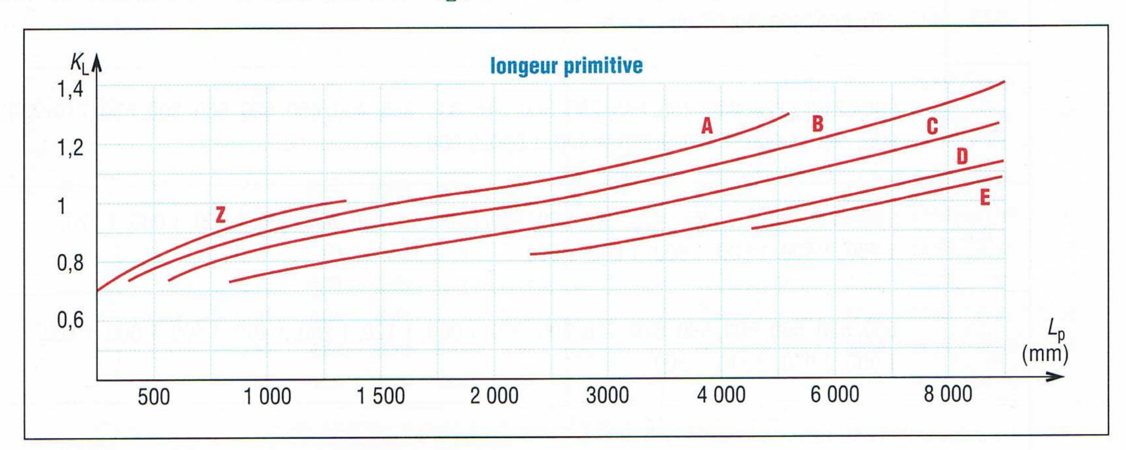
Remarques :

– Plus le diamètre des poulies est grand, plus la durée de vie est grande. Les puissances de base (P_b) indiquées tableau 4, p. 383, en tiennent compte et sont déterminées pour un angle d'enroulement de 180°. Le coefficient K_θ permet de faire les corrections pour des angles d'enroulement différents.



17. Graphe 2.

– Plus la longueur de la courroie est grande, plus la durée de vie est élevée (chaque tronçon de courroie travaillant moins) ; le coefficient K_L permet de faire les corrections.



18. Graphe 3.

Données :
N_d : vitesse de la petite poulie (tr/min)
N_D : vitesse de la grande poulie (tr/min)
d_p : diamètre primitif de la petite poulie
D_p : diamètre primitif de la grande poulie
L_p : longueur primitive de la courroie
l_p : largeur primitive de la section de la courroie
V : vitesse linéaire de la courroie (m/s)
P : puissance réelle à transmettre (W)
P_s : puissance de service ou puissance corrigée
P_b : puissance de base de la courroie
P_a puissance admissible par la courroie
K_L : coefficient correcteur fonction de la longueur primitive L_p
K_s : coefficient correcteur lié aux conditions de service de la transmission
K_θ coefficient correcteur fonction de l'angle d'enroulement θ
$\theta = \theta_d$: angle d'enroulement sur la petite poulie

Poulies : relation entre angle de gorge β et dp

Profil		Z SPZ	A SPA	B SPB	C SPC	D	E
dp pour β =	38°	> 80	> 118	> 190	> 315	> 475	> 600
	36°	–	–	–	–	⩽ 475	⩽ 600
	34°	⩽ 80	⩽ 118	⩽ 190	⩽ 315	–	–
	32°	–	–	–	–	–	–

1. Valeur du coefficient de service K_s

	service léger 0 à 6 h/jour	service normal 6 à 16 h/jour	service dur 16 à 24 h/jour	service très dur en continu
transmission uniforme sans à-coups	1,0	1,2	1,4	1,6
transmission avec légers à-coups et chocs modérés	1,1	1,3	1,5	1,8
transmission avec à-coups et chocs élevés *	1,2	1,4	1,7	2,1

* avec des inversions de sens, des démarrages fréquents sous forts couples

2. Diamètres primitifs d_p et D_p recommandés (mm) pour les poulies trapézoïdales ISO 4183

Z SPZ	50*, 56*, 63, 71, 75, 80, 90, 100, 112, 125, 132, 140, 150, 160, 180, 200, 220, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 500, 630
A SPA	75*, 80*, 85*, 90, 95, 100, 106, 112, 121, 125, 132, 140, 150, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 300, 315, 355, 400, 450, 500, 630, 710, 800
B SPB	125*, 132*, 140, 150, 160, 170, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 600, 630, 710, 750, 800, 900, 1 000, 1 120
C SPC	200* 212*, 224, 236, 250, 265, 280, 300, 315, 335, 355, 400, 450, 500, 560, 600, 630, 710, 750, 800, 900, 1 000, 1 120, 1 250, 1 400, 1 600, 2 000
D	355, 375, 400, 425, 450, 475, 500, 560, 600, 630, 710, 750, 800, 900, 1 000, 1 060, 1 120, 1 250, 1 400, 1 500, 1 600, 1 800, 2 000
E	500, 530, 560, 600, 630, 670, 710, 800, 900, 1 000, 1 120, 1 250, 1 400, 1 500, 1 600, 1 800, 1 900, 2 000, 2 240, 2 500

* : uniquement courroies classiques Z, A, B et C

3. Longueurs primitives ou de référence Lp (en mm des courroies trapézoïdales (L* : longueur NF ISO 4184 – les autres longueurs varient sensiblement d'un fabricant à l'autre)	
Z	270, 295, 340, 380, 405*, 435, 465, 475*, 485, 505, 530*, 545, 570, 610, 625*, 635, 675, 700*, 710, 750, 780*, 790, 840, 895, 920*, 940, 1 000, 1 055, 1 080*, 1 095, 1 145, 1 205, 1 250, 1 330*, 1 420*, 1 540*...
A	415, 490, 541, 585, 620, 630*, 670, 700*, 719, 770, 790*, 820, 871, 890*, 933, 983, 990*, 1 049, 1 100*, 1 153, 1 201, 1 250*, 1 303, 1 353, 1 405, 1 430*, 1 455, 1 508, 1 550*, 1 608, 1 640*, 1 709, 1 750*, 1 858, 1 913, 1 940*, 2 013, 2 050*, 2 133, 2 200*, 2 273, 2 300*, 2 393, 2 480*, 2 533, 2 700*, 2 833, 3 183...
B	613, 655, 680, 729, 780, 830, 881, 930*, 980, 1 000*, 1 033, 1 083, 1 100*, 1 133, 1 185, 1 210*, 1 243, 1 318, 1 370*, 1 393, 1 465, 1 560*, 1 668, 1 760*, 1 872, 1 950*, 2 075, 2 180*, 2 283, 2 300*, 2 380, 2 480, 2 500*, 2 659, 2 700*, 2 870*, 3 200*, 3 393, 3 600*, 3 793, 4 060*, 4 430*, 4 820*, 5 043, 5 370*, 5 620, 6 070*, 6 585...
C	920, 1 075, 1 152, 1 312, 1 462, 1 505*, 1 662, 1 760*, 1 840, 1 950*, 2 094, 2 195*, 2 348, 2 420*, 2 500, 2 715*, 2 907, 2 880*, 3 080*, 3 312, 3 520*, 3 720, 3 964, 4 060*, 4 177, 4 278, 4 600*, 5 015, 5 380*, 5 662, 6 100*, 6 362, 6 815*, 7 035, 7 600*, 8 038, 8 444, 9 100*, 10 062, 10 700*...
D	2 576, 2 740*, 2 876, 3 100*, 3 226, 3 330*, 3 530, 3 730*, 4 080*, 4 386, 4 620*, 5 029, 5 400*, 5 676, 6 100*, 6 370, 6 840*, 7 126, 7 620*, 8 000, 8 405, 9 140*, 10 700*, 11 276, 12 200*, 13 700*, 15 200*...
E	4 660*, 5 040*, 5 105, 5 420*, 5 765, 6 100*, 6 505, 6 850*, 7 265, 7 650*, 8 055, 8 410, 8 790, 9 150*, 10 035, 11 230, 12 230*, 13 750*, 15 280*, 16 800*...

Séries étroites	SPZ	SPA	SPB	SPC	
	630 à 3 550	800 à 4 500	1 250 à 8 000	2 000 à 12 500	**Lp (ISO 4184) :** 650, 710, 800, 900, 1 000, 1 120, 1 250, 1 400, 1 600, 1 800, 2 000, 2 240, 2 500, 2 800, 3 150, 3 500, 4 000, 4 500, 5 000, 5 600, 6 300, 7 100, 8 000, 9 000, 10 000, 11 200, 12 500

4. Puissance de base P_b en kW des courroies trapézoïdales classiques

type courroie	diamètre primitif	vitesse linéaire *V* de la courroie (m/s) 5	10	15	20	25	type courroie	diamètre primitif	vitesse linéaire *V* de la courroie (m/s) 5	10	15	20	25
Z	50	0,45	0,72	0,85	–	–	**C**	180	3,92	6,10	7,33	8,32	–
	60	0,62	1,05	1,35	–	–		210	4,59	7,38	9,40	10,86	11,76
	70	0,73	1,29	1,70	1,94	–		240	4,99	8,31	10,82	12,75	14,14
	80	0,83	1,48	1,97	2,30	2,41		280	5,50	9,27	12,26	14,70	16,50
	90	0,90	1,61	2,18	2,58	2,76		320	5,83	9,96	13,34	16,10	18,29
	100	0,95	1,72	2,37	2,80	3,04		360	6,14	10,56	14,16	17,19	19,69
	110	1,00	1,82	2,48	2,99	3,27		430	6,55	11,25	15,32	18,68	21,43
A	85	1,25	2,04	2,66	3,01	–	**D**	290	8,92	13,44	15,95	16,80	–
	100	1,42	2,37	3,12	3,99	4,10		320	9,84	15,41	18,90	20,74	20,92
	115	1,55	2,64	3,52	4,21	4,73		360	10,94	17,50	22,07	24,96	26,19
	130	1,65	2,85	4,04	4,60	5,22		400	11,80	19,20	24,61	28,33	30,42
	150	1,75	3,03	4,10	4,80	5,72		460	12,78	21,18	27,55	32,29	34,37
	170	1,82	3,19	4,33	5,00	6,10		520	13,58	22,71	29,85	35,35	39,20
	190	1,87	3,30	4,54	5,55	6,39		580	14,16	23,96	31,64	37,76	42,80
B	120	2,11	3,23	4,23	4,80	–	**E**	440	10,97	18,85	24,69	28,33	29,44
	140	2,35	3,95	5,02	5,83	6,37		480	11,89	20,65	27,39	31,92	33,91
	160	2,57	4,03	5,61	6,63	7,37		520	12,62	22,15	29,63	34,95	37,68
	180	2,72	4,39	6,09	7,24	8,14		600	13,84	24,57	33,28	39,86	43,75
	200	2,81	4,81	6,42	7,71	8,75		700	14,94	27,26	36,66	44,28	49,35
	220	2,92	4,89	6,73	8,13	9,24		800	15,77	28,50	39,18	47,60	53,56
	250	3,01	5,06	6,89	8,64	8,85		950	16,82	30,40	42,00	51,40	59,13

Les puissances P_b indiquées sont des moyennes et peuvent varier sensiblement d'un fabricant à l'autre (consulter leurs catalogues pour des renseignements plus détaillés)

c) Exemple de calcul

Soit à déterminer les courroies transmettant une puissance de 10 kW entre un moteur électrique (1 500 tr/min) et une machine de production (600 tr/min) travaillant de 6 à 15 h/jour.

Résolution

On adopte un K_s de 1,3 pour l'installation.

$P_s = P.K_s = 10.1{,}3 = 13$ kW

Le graphe 1 **(fig. 16)** permet de sélectionner les courroies de type B.

Diamètres primitifs

$d_p = 140$ mm est imposé pour la petite poulie.

Pour la grande poulie :

$$\frac{N_D}{N_d} = \frac{d_p}{D_p} = \frac{600}{1\,500} = 0{,}4 \quad \text{d'où} \quad D_P = \frac{d_p}{0{,}4} = 350 \text{ mm}$$

Vitesse linéaire de la courroie

$$V = \frac{\pi.N_d}{30} \cdot \frac{d}{2} = \frac{\pi \times 1\,500}{30} \cdot \frac{140}{2} = 10\,995 \text{ mm/s} \approx 11 \text{ m/s}$$

Entraxe *a*

avec $D_p/d_p = 2{,}5$ on prend $a \geqslant \frac{1}{2}(D_p + d_p) + d_p = 385$ mm $= a_{mini}$

limite supérieure : $a < 3(D_p + d_p) = 1\,470 = a_{maxi}$

Pour des raisons d'encombrement et compte tenu du tableau 3, p. 383, on retient $a = 437$ mm

Longueur primitive courroie :

$L_p = 2 \times 437 + 1{,}57(350 + 140) + (350 - 140)^2/(4.437) = 1\,668$ mm

Puissance de base de la courroie (tableau 4, p. 383, avec $d_p = 140$ et $V = 11$ m/s) :

$P_b = 4{,}16$ kW (obtenue par interpolation entre 3,95 et 5,02)

Puissance admissible de la courroie choisie : $P_a = P_b.K_L.K_\theta$

$K_L \approx 0{,}94$ (graphe 3 avec $L_p = 1668$) ; $K_\theta \approx 0{,}93$ (graphe 2 avec $\theta = 152{,}19°$)

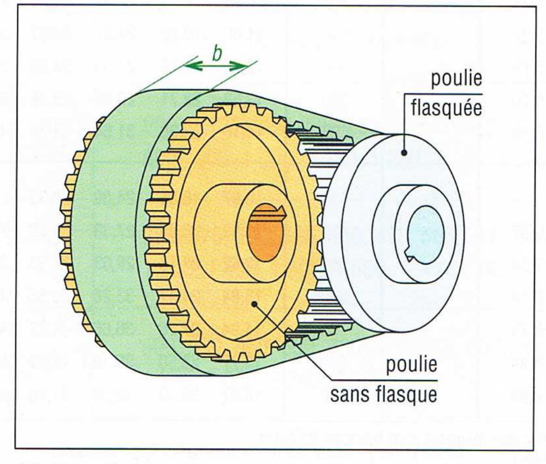
$$\theta = 180° - 2\sin^{-1}\left[\frac{D_p - d_p}{2a}\right] = 180° - 2\sin^{-1}\left[\frac{350 - 140}{2 \times 437}\right] = 152{,}19°$$

$P_a = 4{,}16.0{,}94.0{,}93 = 3{,}64$ kW

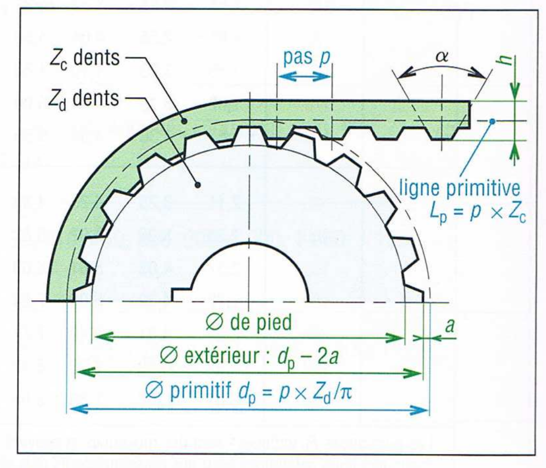
Nombre nécessaire de courroies : $n_c = 13/3{,}64 = 3{,}57$ (soit 4 courroies)

3. Courroies crantées (ou synchrones)

On peut les considérer comme des courroies plates avec des dents. Elles fonctionnent par engrènement, sans glissement, comme le ferait une chaîne mais avec plus de souplesse. Contrairement aux autres courroies, elles supportent bien les basses vitesses et exigent une tension initiale plus faible.



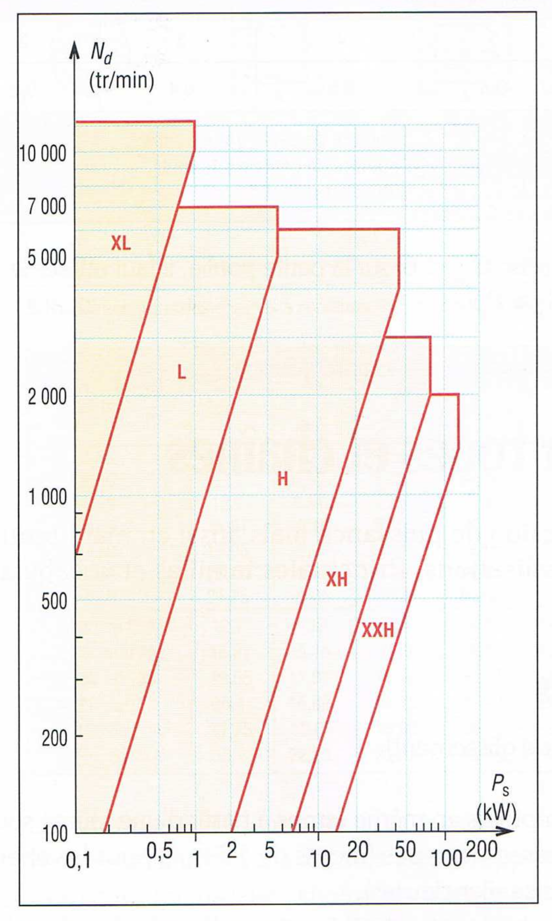
19. Exemple de transmission par courroie crantée.

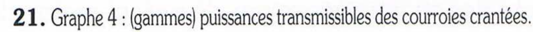


20. Caractéristiques des courroies crantées.

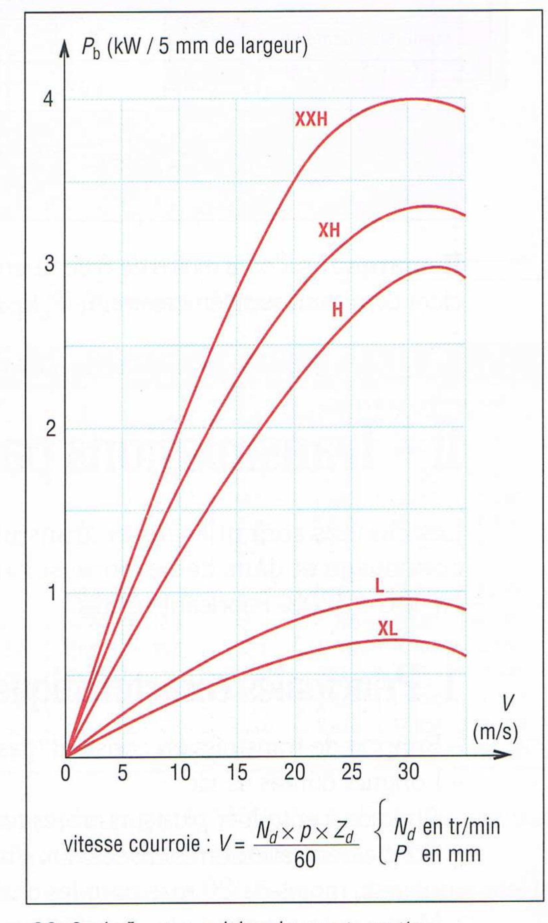
Dimensions des principales courroies crantées (NF ISO 5294 et 5296)							
type	pas p		h	α	largeur courroie mm	nombre de dents Z_c longueur primitive courroie $L_p = p.Z_c$	$2a$ mm
	mm	pouces (")	mm	deg.			
XL (extra légère)	5,08	1/5 "	2,3	50	6,4 - 7,9 - 9,5	30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 85, 90 95, 100, 105, 110, 115, 120, 125, 130	0,508
L (légère)	9,525	3/8 "	3,6	40	12,7 - 19,1 - 25,4	33, 40, 50, 56, 60, 64, 68, 72, 76, 80, 86, 92, 98, 104, 112, 120, 128, 136, 144, 160	0,762
H lourde	12,70	1/2 "	4,3	40	19,1 - 25,4 - 38,1 - 50,8 - 76,2	48, 54, 60, 66, 72, 78, 84, 90, 96, 102, 108, 114, 120, 126, 132, 140, 150, 160, 170, 180, 200, 220, 250, 280, 340	1,372
XH (extra lourde)	22,23	7/8 "	11,2	40	50,8 - 76,2 - 101,6	58, 64, 72, 80, 88, 96, 112, 128, 144, 160, 176, 200	2,794
XXH (extra extra renforcée)	31,75	1" 1/4	15,7	40	50,8 - 76,2 - 101,6 - 127	56, 64, 72, 80, 96, 112, 128, 144	3,048

Nombre de dents des poulies (Z_d et Z_D) pour chaque largeur de courroie (diamètre primitif poulie $d_p = p.\ Z_d / \pi$)	
XL	10 à 72 dents (sauf 23, 25, 31, 33, 37, 50, 51, 53, 54, 55, 61 à 67)
L	10 à 57 dents (sauf 31, 37, 38, 39, 43, 46, 51, 53, 54, 55) et 60, 65, 66, 72, 84, 90, 96, 120
H	14 à 52 dents (sauf 31, 37, 39, 41, 42, 43, 46, 47, 51) et 58, 60, 70, 72, 82, 84, 94, 96, 106, 116, 118, 120, 150
XH	18 à 34 dents (sauf 23, 29, 31, 33) et 38, 40, 46, 48, 58, 60, 70, 72, 78, 80, 82, 84, 94, 96, 118, 120
XXH	18, 19, 20, 21, 22, 24, 25, 26, 27, 30, 34, 40, 48, 60, 72, 90





21. Graphe 4 : (gammes) puissances transmissibles des courroies crantées.



22. Graphe 5 : puissance de base des courroies crantées.

Calcul des courroies crantées

Il est analogue à celui des autres courroies.

Rapport de transmission

$$\frac{N_D}{N_d} = \frac{d_p}{D_p} = \frac{Z_d}{Z_D} = \frac{C_d}{C_D}$$

Z_d : nombre de dents de la petite poulie

Z_D : nombre de dents de la grande poulie

Puissance de service : $P_s = P.K_s$ (K_s par tableau 1, p. 382)

Détermination du pas, ou du type de la courroie par l'intermédiaire du graphe 4 (à partir de P_s et N_d la vitesse de la petite poulie).

Vitesse linéaire V de la courroie : $V = N_d.p.Z_d/60$

Remarque : $\pi.d_p = p.Z_d$ = circonférence primitive de la petite poulie

Puissance de base (P_b) de la courroie choisie par l'intermédiaire du graphe 5 ; les P_b indiquées le sont pour une largeur de référence de 5 mm.

Choix de la largeur de la courroie sachant que $P_b.K_b \geqslant P_s$

K_b coefficient correcteur fonction de la largeur des courroies (tableau ci-dessous)

Coefficient correcteur K_b fonction de la largeur des courroies crantées											
K_b	0,84	1,10	1,45	2,20	3,6	5,1	7,9	10,9	17,1	24,2	31,2
b (mm)	6,4	7,9	9,5	12,7	19,1	25,4	38,1	50,8	76,2	101,6	127,0
type de courroie	XL	XL	XL	L	L et H	L et H	H	H, XH et XXH	H, XH et XXH	H, XH et XXH	XXH

Coefficient correcteur K_z					
nombre de dents en prise (Z_{pr})	6	5	4	3	2
K_z	1,0	0,8	0,6	0,4	0,2

$$Z_{pr} = Z_d \cdot \left(0,5 - \frac{p(Z_D - Z_d)}{2\pi^2 a}\right)$$

avec Z_D : nombre de dents grande roue
Z_d : nombre de dents petite roue
a : entraxe et p : pas

Remarque : si l'on a moins de 6 dents en prise ($Z_{pr} < 6$) sur la petite poulie, il faut utiliser le coefficient correcteur supplémentaire K_z ($P_b K_b.K_z \geqslant P_s$)

II - Transmissions par roues et chaînes

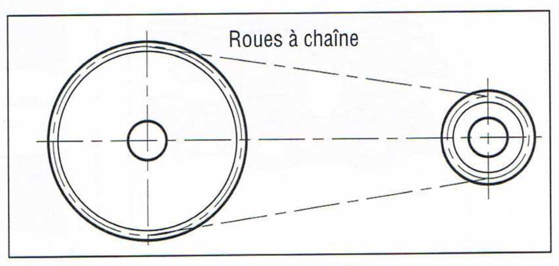
Les chaînes sont utilisées en transmission de puissance mais aussi en manutention et convoyage et dans de nombreuses réalisations. Principales familles et vocabulaires : NF ISO 13203. Fabricant : Sedis…

1. Principales caractéristiques

- Rapport de transmission constant (pas de glissement).
- Longues durées de vie.
- Aptitude à entraîner plusieurs arbres récepteurs en même temps à partir d'une même source.
- Sont essentiellement utilisées aux « basses » vitesses (moins de 13 m/s pour les chaînes à rouleaux, moins de 20 m/s pour les chaînes silencieuses).
- Montage et entretien plus simples que celui des engrenages et prix de revient moins élevé.

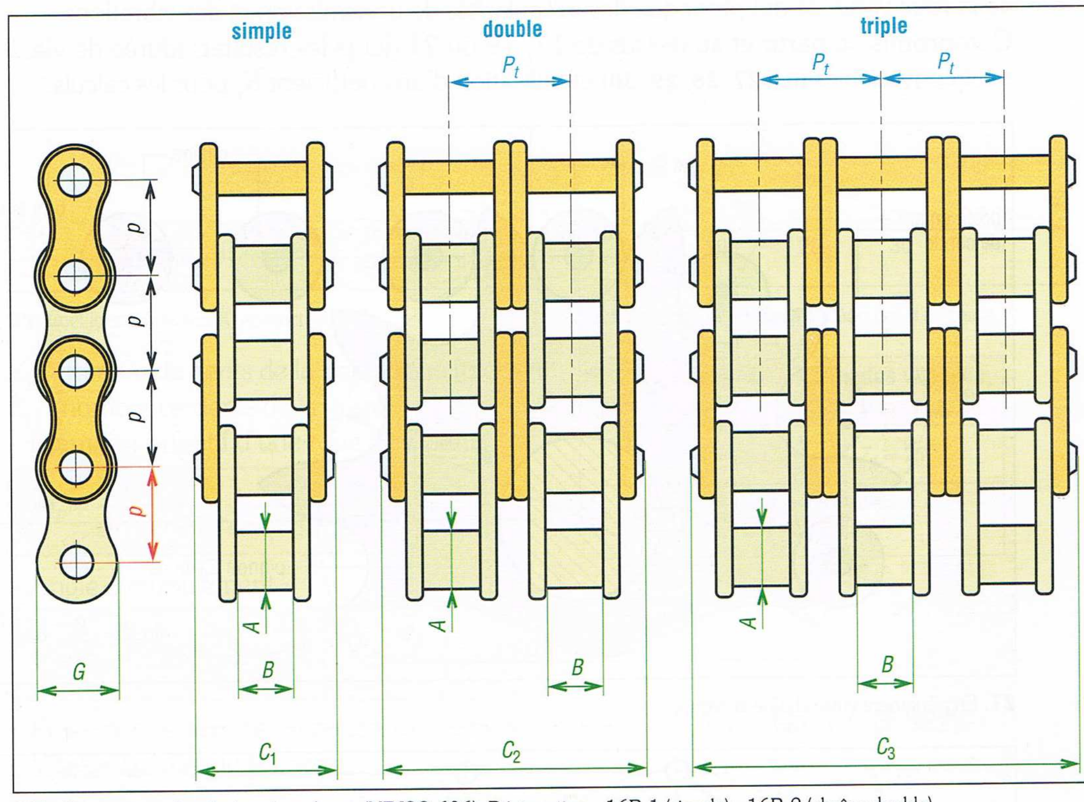
2. Comparaison avec les courroies

- Sont plus bruyantes.
- Présentent des durées de vie plus élevées.
- Supportent des forces de tension plus élevées.
- « Tournent » moins vite.
- Supportent des conditions de travail plus rudes (températures plus élevées…).
- Nécessitent une lubrification.



23a. Dessin normalisé NF EN ISO 2203.

3. Chaînes à rouleaux

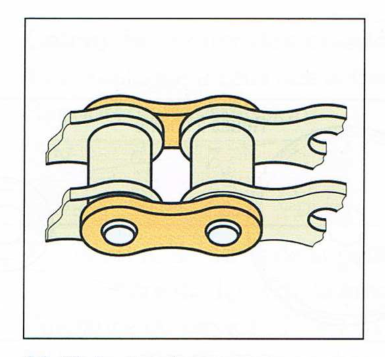


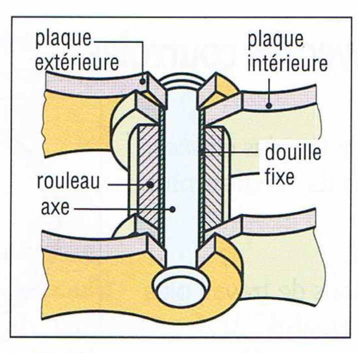
23b. Dimensions des chaînes à rouleaux (NF ISO 606). Désignation : 16B-1 (simple) ; 16B-2 (chaîne double).

Caractéristiques des principales chaînes à rouleaux (NF ISO 606)

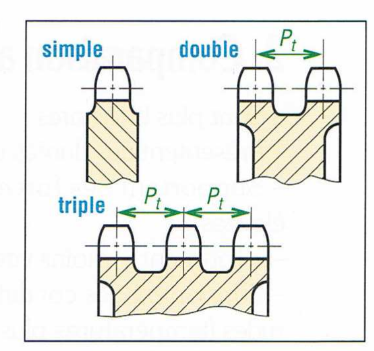
symbole	pas p mm	A mm	B mm	P_t mm	G mm	C_1 mm	C_2 mm	C_3 mm	rupture en traction (daN) simple	rupture en traction (daN) double	rupture en traction (daN) triple
05B	8	5,00	3,00	5,64	7,11	8,6	14,3	19,9	440	785	1 110
06B	9,52	6,35	5,72	10,24	8,26	13,5	23,8	34,0	895	1 690	2 490
08B	12,7	8,51	7,75	13,92	11,81	17,0	31,0	44,9	1 780	3 110	4 450
10B	15,87	10,16	9,65	16,59	14,73	19,6	36,2	52,8	2 220	4 450	6 670
12B	19,05	12,07	11,68	19,46	16,13	22,7	42,2	61,7	2 890	5 780	8 670
16B	25,40	15,88	17,02	31,88	21,08	36,1	68,0	99,9	6 000	10 600	16 000
20B	31,75	19,05	19,56	36,45	26,42	43,2	79,7	116,1	9 500	17 000	25 000
N° 40 ou 08A	12,7	7,92	7,85	14,38	12,07	17,8	32,3	46,7	1 380	2 760	4 140
N° 50 ou 10A	15,87	10,16	9,40	18,11	15,09	21,8	39,9	57,9	2 180	4 360	6 540
N° 60 ou 12A	19,05	11,91	12,57	22,78	18,08	26,9	49,8	72,6	3110	6 230	9 340
N° 80 ou 16A	25,4	15,88	15,75	29,29	24,13	33,5	62,7	91,9	5 560	11 120	16 680
N°100 ou 20A	31,75	19,05	18,90	35,76	30,2	41,1	77,0	113,0	8 670	17 350	26 020
N°120 ou 24A	38,1	22,23	25,22	45,44	36,2	50,8	96,3	141,7	12 460	24 910	37 370

Les chaînes à rouleaux sont les plus utilisées en transmission de puissance ; elles ont des vitesses limites de 12 à 15 m/s ; leurs rapports limites de transmission vont de 6 à 9.
Configuration usuelle : chaîne et roues dans un même plan vertical (dans un plan horizontal la chaîne « saute »). La série A(08A…) est d'origine USA, la B européenne.


24. Chaîne à rouleaux.

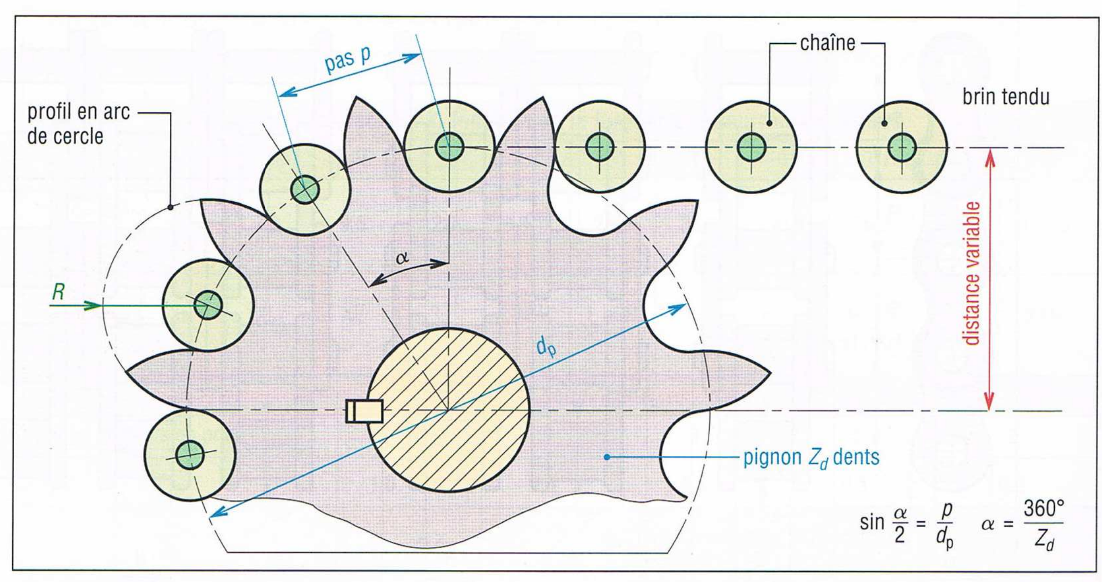


25. Principaux constituants.

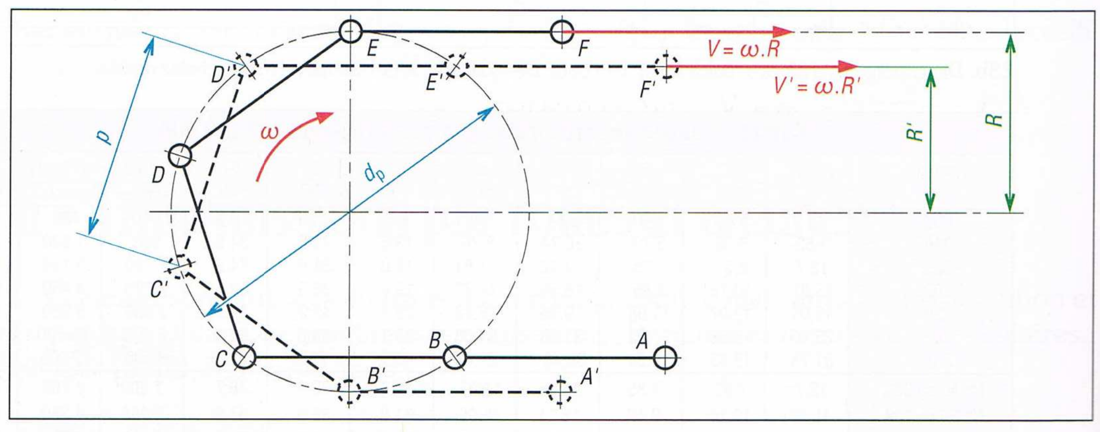


26. Principales dimensions.

a) Inconvénient, l'effet de corde : il se fait sentir aux vitesses élevées avec des roues ayant un faible nombre de dents. Suivant l'angle de rotation, la distance entre la chaîne et le centre de la roue varie, ce qui provoque des irrégularités de transmission et des vibrations.
Compromis : à partir et au-dessus de 17, 19 ou 21 dents les résultats (durée de vie, bruit…) sont convenables **(fig. 27, 28, 29, 30)** et utilisation d'un coefficient K_r pour les calculs.



27. Engrènement entre chaîne et pignon.



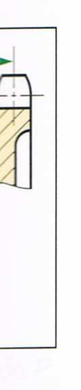
28. Principe de l'effet de corde.

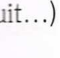
b) Calcul des chaînes à rouleaux

Il est analogue à celui des courroies crantées (principe retenu par la norme NF ISO 10823).
– Rapport de transmission

$$\frac{N_D}{N_d} = \frac{d_p}{D_p} = \frac{Z_d}{Z_D} = \frac{C_d}{C_D}$$

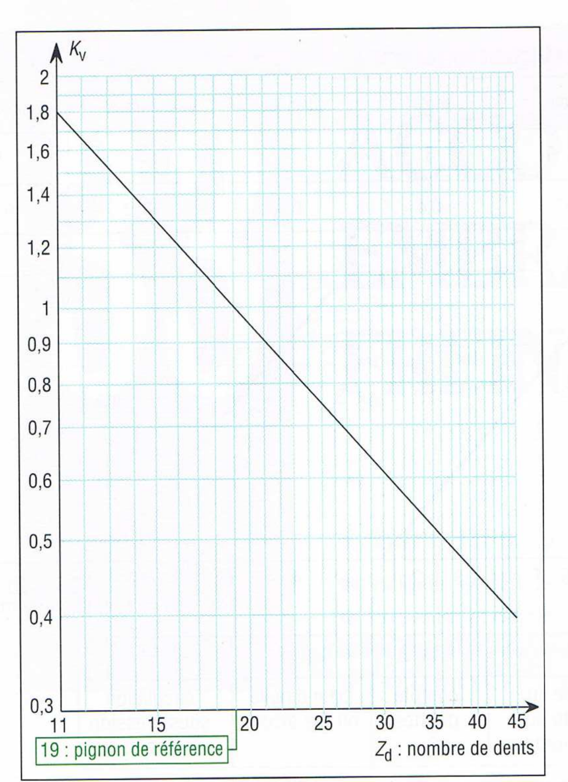
$$\frac{1}{3} \leqslant \text{rapports usuels normaux} \leqslant 3$$



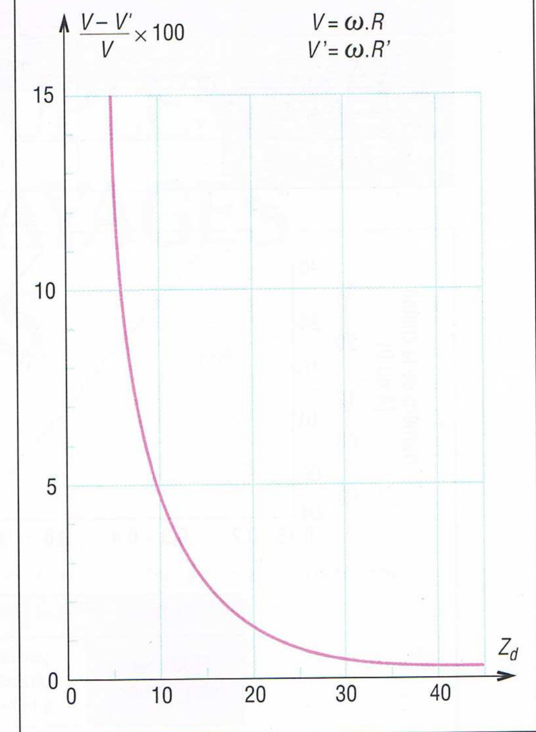








29. Coefficient correcteur K_v en fonction de Z_d.



30. Fluctuation de la vitesse V due à l'effet de corde.

Z_d : nombre de dents de la petite roue (pignon)
Z_D : nombre de dents de la grande roue (⩽114)
– Diamètre primitif d'une roue de Z dents :

$$d_p = \frac{p}{\sin(\alpha/2)} = \frac{p}{\sin(180°/Z)}$$

Applications normales	Grandes vitesses, surcharges...
$Z_d \geqslant 17$	$Z_d \geqslant 25$
entraxes recommandés : $30p \leqslant a \leqslant 50p$	

– Angle d'enroulement :

$$\theta = \theta_d = 180° - 2\sin^{-1}\left(\frac{D_p - d_p}{2a}\right) \geqslant 120°$$

– Puissance de service ou puissance corrigée : $P_s = P.K_s$ (K_s par tableau 1, p. 382)
– Vitesse linéaire de la chaîne :

$$V = \frac{N_d.p.Z_d}{60\,000}$$ avec V en m/s et p en mm

Remarque : $\pi.d_p = p.Z_d$ = circonférence primitive de la petite roue.

– Détermination de la puissance corrigée : $P_c = P_s \cdot K_v \cdot K_R \leqslant P_b$.
K_v : coefficient correcteur fonction du nombre de dents Z_d **(fig. 29)**.
K_R coefficient correcteur tenant compte du nombre de rangées (tableau p. 390)
P_b tient compte du type de lubrification, et la puissance de base des chaînes **(fig. 32 et 33)**.
Détermination du pas ou du type de la chaîne par l'intermédiaire des graphes 6 **(fig. 32)** et 7 **(fig. 33)** à partir de P_b et N_d la vitesse de la roue menante (petite roue).

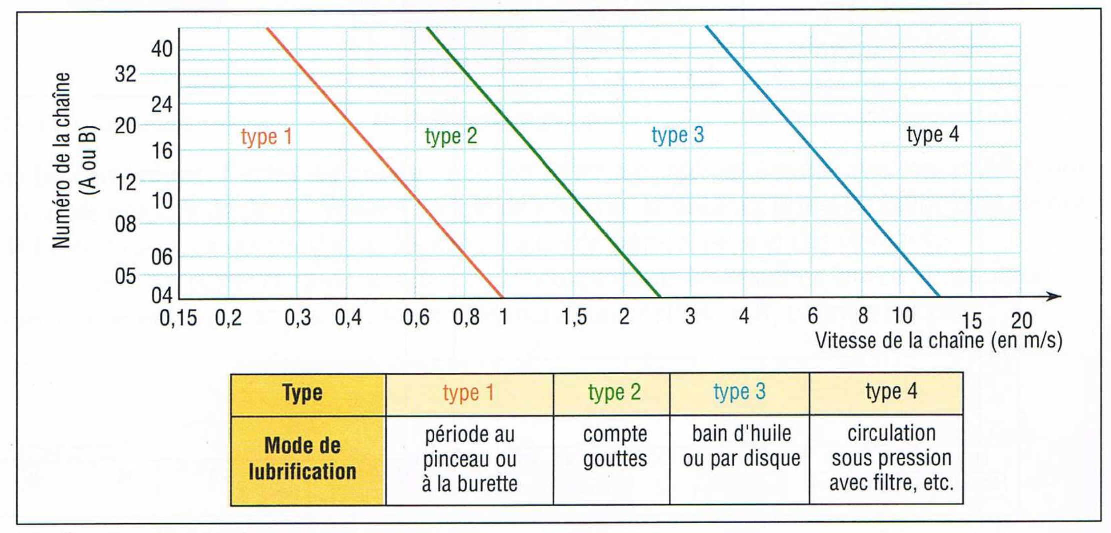
longueur primitive de la chaîne (a : entraxe)

$$L_p = 2a + \frac{p(Z_d + Z_D)}{2} + \frac{p^2}{a}\left(\frac{Z_D - Z_d}{2\pi}\right)^2$$

longueur primitive exprimée en nombre de maillons

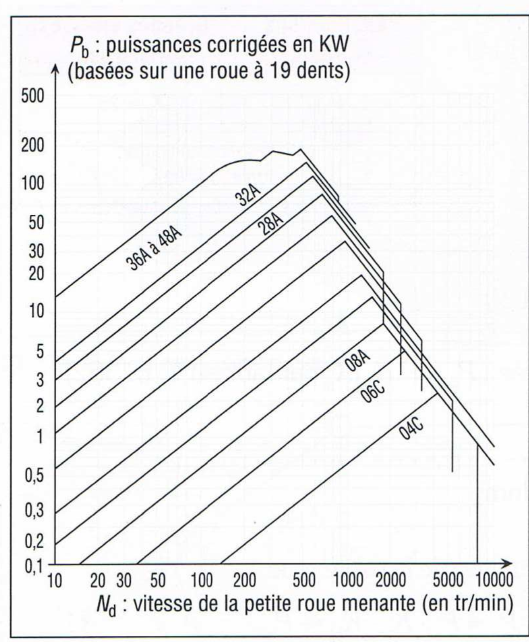
$$X_o = \frac{L_p}{p} = \frac{2a}{p} + \frac{Z_d + Z_D}{2} + \frac{(Z_D - Z_d)^2}{4\pi^2(a/p)}$$

Coefficient correcteur K_R						
type de la chaîne	simple	double	triple	quadruple	quintuple	sextuple
nombre de rangées	1	2	3	4	5	6
K_R	1	0,57	0,4	0,32	0,27	0,23



Type	type 1	type 2	type 3	type 4
Mode de lubrification	période au pinceau ou à la burette	compte gouttes	bain d'huile ou par disque	circulation sous pression avec filtre, etc.

31. Choix du mode de lubrification



32. Graphe 6 : puissance de base des chaînes A.

33. Graphe 7 : puissance de base des chaînes B.

Exemple : moteur électrique de 380 W entraînant un pignon de 25 dents à 50 tr/min ; rapport transmission 0,431 ; chargement irrégulier ; entraxe 590 mm environ ; choix d'une chaîne double pour limiter le pas et l'encombrement.

Résolution : $Ps = P.K_s = 380 \times 1,4 = 532$ W.
Deux rangées : $K_R = 0,57$; 25 dents : $K_V = 0,75$; $P_C = 532 \times 0,57 \times 0,75 = 227,4$ W.
Graphe 7 donne chaîne 08B, pas 12,7 mm, largeur 31 mm.
$Z_D = 25/0,431 = 58$ dents

$$Lp = 2 \times 590 + \frac{12,7(25+58)}{2} + \frac{12,7^2}{590}\left(\frac{58-25}{2\pi}\right)^2 = 1\,714,6 \text{ mm} ; Xa = 135.$$

33 ACCOUPLEMENTS EMBRAYAGES FREINS

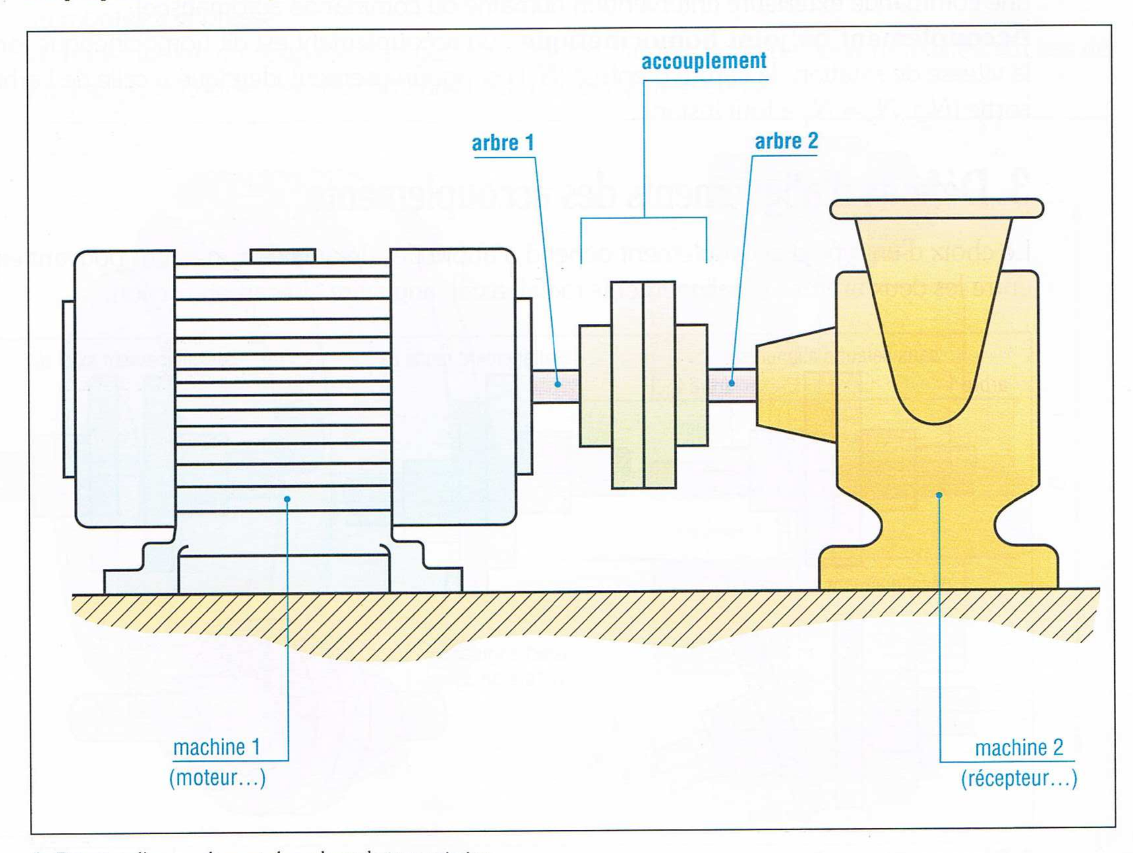
Objectifs

- Indiquer les défauts d'alignement typiques.
- Présenter et décrire les principales familles d'accouplements.
- Donner des éléments pour les choisir et les calculer.
- Démontrer les formules les plus fondamentales.

Les accouplements sont utilisés pour transmettre la vitesse et le couple, ou la puissance, entre deux arbres de transmission en prolongement l'un de l'autre comportant éventuellement des défauts d'alignement.

Il existe une étonnante diversité de solutions aux possibilités complémentaires pouvant répondre à une multitude de cas posés. À eux seuls ils occupent toute une industrie.

La plupart des accouplements décrits dans ce chapitre sont disponibles commercialement.



1. Principe d'accouplement des arbres de transmission.

I - Généralités et définitions

1. Puissance et couple transmissibles par les accouplements

Ils sont liés par la formule :

$$P = C.\omega = \frac{C.\pi.N}{30}$$

P : puissance transmise en watts
C : couple transmis en N.m
ω : vitesse de rotation en rad/s
N : vitesse de rotation en tr/min

Exemple : quelle est la valeur du couple si la puissance transmise est de 10 kW à 500 tr/min ?

$$P = C.\omega = \frac{C.\pi.N}{30} \text{ donne } C = \frac{P}{\omega} = \frac{30P}{\pi N} = \frac{30 \times 10\,000}{\pi \times 500} \simeq 191 \text{ Nm.}$$

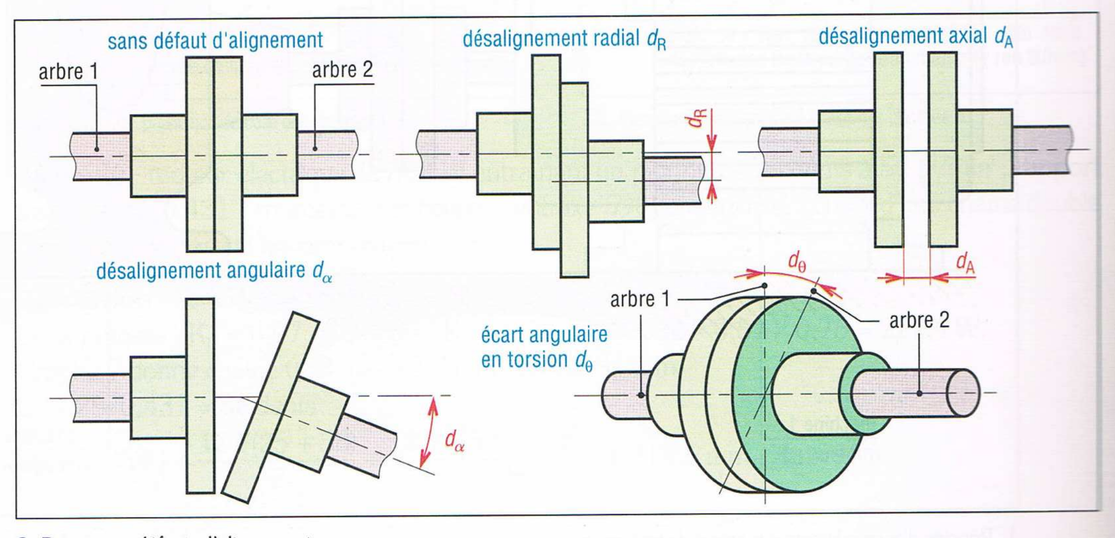
À couple constant, si la vitesse augmente, la puissance transmise augmente dans les mêmes proportions.

2. Définitions

Accouplement permanent : il est dit permanent lorsque l'accouplement des deux arbres est permanent dans le temps. Le désaccouplement n'est possible que par démontage du dispositif.
Accouplement temporaire : il est dit temporaire lorsque l'accouplement ou le désaccouplement peuvent être obtenus à n'importe quel moment, sans démontage du dispositif, suite à une commande extérieure (intervention humaine ou commande automatisée).
Accouplement ou joint homocinétique : un accouplement est dit homocinétique lorsque la vitesse de rotation de l'arbre d'entrée (N_1) est rigoureusement identique à celle de l'arbre de sortie (N_2). $N_2 = N_1$ à tout instant.

3. Défauts d'alignements des accouplements

Le choix d'un type d'accouplement dépend d'abord des défauts d'alignement pouvant exister entre les deux arbres : désalignements radial, axial, angulaire et écart en torsion.



2. Principaux défauts d'alignements.

Principaux types d'accouplements et symboles normalisés						
accouplements permanents				**accouplements temporaires**		
accouplements rigides	accouplements flexibles	accouplements élastiques	cardans et assimilés	embrayages	freins	divers
aucun désalignement possible – à plateaux – à manchon goupillé – à douille biconique…	non flexibles en torsion – joint d'Oldham – à denture bombée – à soufflet…	flexibles en torsion – à ressort – à blocs en caoutchouc – à membrane souple…	– joints de cardans – joints tripodes – joints à quatre billes	– à disques – centrifuges – coniques…	– à disques – à tambour – à bande…	– limiteurs de couple – roues libres – convertisseurs – coupleurs…
dR = 0 ; dA = 0 dα = 0 et dθ = 0	désalignements : dR, dA et dα	désalignements : dR, dA, dα et dθ	désalignement angulaire dα	pas de désalignement	pas de désalignement	pas de désalignement
	*		*			symboles page 576

* NF E 22 610, non retenu par NF EN ISO 3952-3 page 576

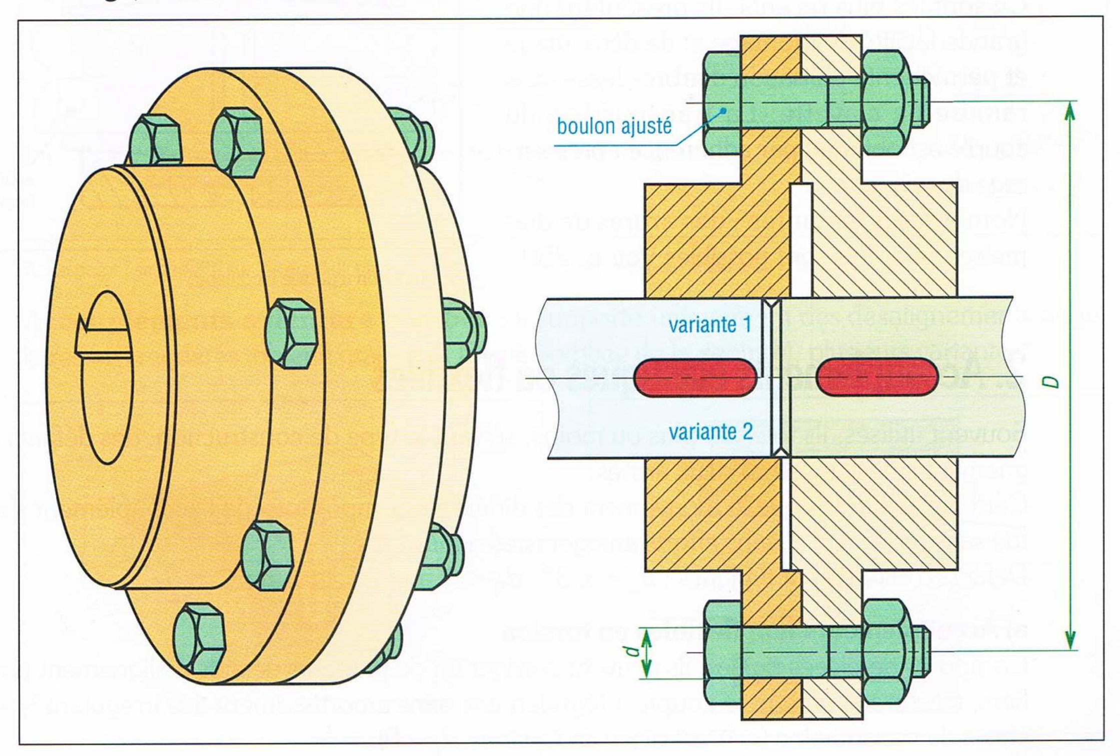
II – Accouplements permanents

1. Accouplements rigides

Ils doivent être utilisés lorsque les arbres sont correctement alignés (ou parfaitement coaxiaux).
Leur emploi exige des précautions et une étude rigoureuse de l'ensemble monté, car un mauvais alignement des arbres amène un écrasement des portées, des ruptures par fatigue et des destructions prématurées du système de fixation.

a) Accouplements à plateaux

Très utilisés, précis, résistants, assez légers, encombrants radialement, ils sont souvent frettés ou montés à la presse.
La transmission du couple est en général obtenue par une série de boulons ajustés. En cas de surcharge, le cisaillement des boulons offre une certaine sécurité.



3. Accouplement rigide à plateaux.

Calcul des boulons au cisaillement

Données :

C : couple à transmettre (N.mm)

n_b : nombre de boulons (valeur empirique : $n_b \approx 0{,}02d + 3$)

d : diamètre du boulon (mm)

D : diamètre de répartition des boulons (mm)

F_c : force de cisaillement des boulons (N)

S_c : aire cisaillée des boulons (mm²)

R_{pg} : résistance pratique au cisaillement du matériau des boulons (N/mm²)

($R_{pg} \approx R_e/2$ avec R_e limite élastique du matériau)

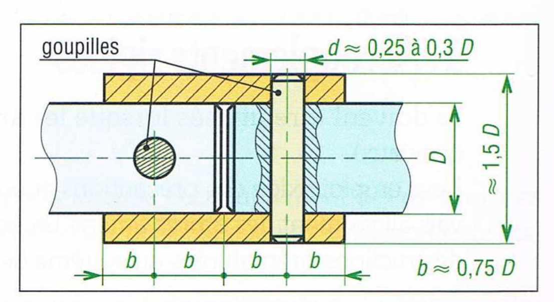
$$F_c = \frac{2.C}{D} \qquad R_{pg} \geqslant \frac{F_c}{S_c} = \frac{4.F_c}{n_b.\pi.d^2}$$

$$d \geqslant \left[\frac{8.C}{n_b.D.\pi.R_{pg}}\right]^{1/2}$$

b) Manchons à goupilles

Dans le cas des petits accouplements, c'est le plus simple. Les deux goupilles travaillent au cisaillement et offrent une certaine sécurité en cas de surcharge. Le principe de calcul est le même que précédemment.

Variantes : goupilles remplacées par des clavettes ou des cannelures. L'arrêt en translation du manchon peut être réalisé par une vis de pression agissant sur la clavette, par une goupille passant entre les deux extrémités des deux arbres, par un circlips…

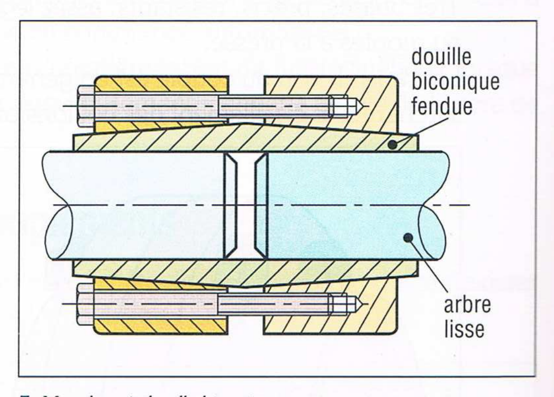


4. Manchon à goupilles.

c) Manchons à douille biconique

Ce sont les plus récents. Ils présentent une grande facilité de montage et de démontage et permettent l'utilisation d'arbres lisses sans rainure de clavette. La transmission du couple est obtenue par adhérence après serrage des vis.

Nombreuses variantes ; des arbres de diamètres différents sont possibles. Voir p. 250.



5. Manchon à douille biconique.

2. Accouplements élastiques ou flexibles

Souvent utilisés, ils tolèrent plus ou moins, suivant le type de construction, des défauts d'alignement limités entre les deux arbres.

Cette flexibilité fait que le mouvement des différents composants de l'accouplement s'effectue sans résistance et sans efforts antagonistes significatifs.

Défauts d'alignement typiques : $d_\alpha = \pm 3°$; $d_R < 1$ mm ; $d_A \geqslant 1$ mm

a) Accouplements non flexibles en torsion

Composés de pièces rigides, ils peuvent corriger un ou plusieurs défauts d'alignement particuliers, mais transmettent le couple intégralement sans amortissement des irrégularités et des chocs de transmission (ni écart ni jeu en torsion : $d_\theta = 0$).

Les couples transmis peuvent être très élevés.

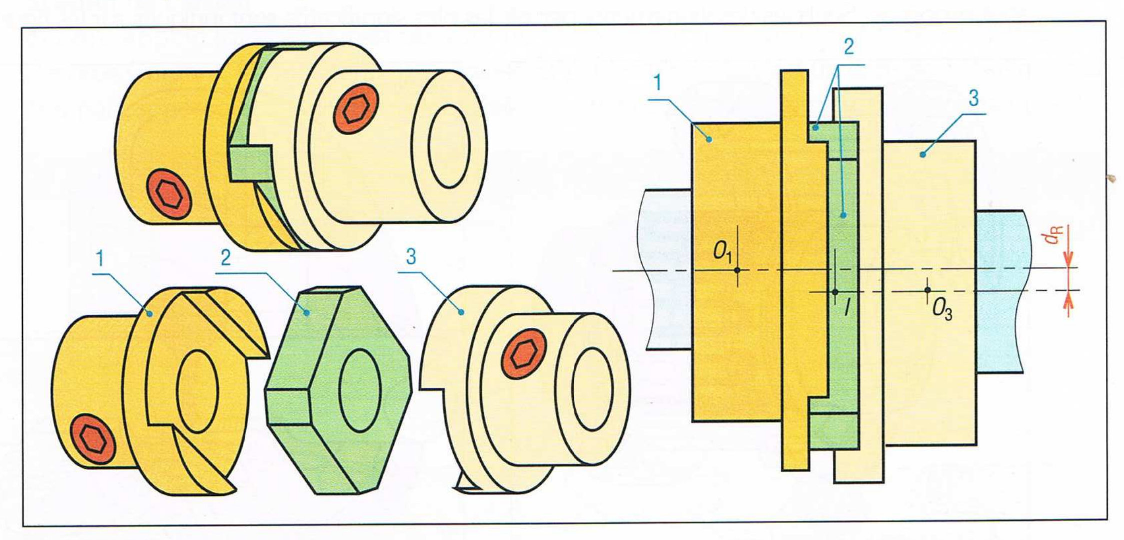
Principaux cas

Joint d'Oldham : il supporte uniquement des désalignements radiaux (d_R) et permet la transmission entre deux arbres parallèles présentant un léger décalage.

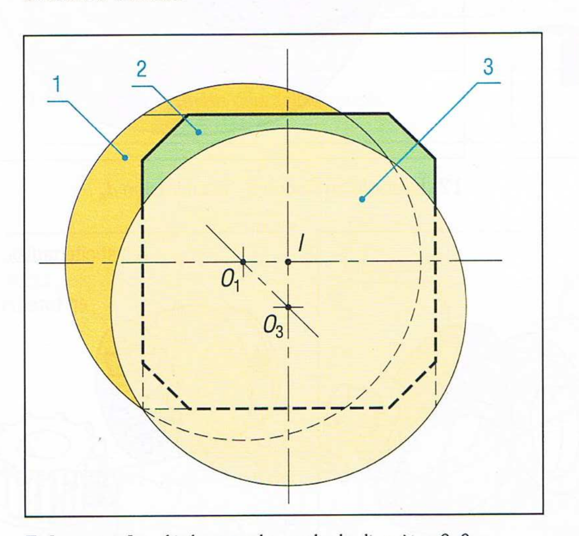
Le joint est construit autour de deux glissières à 90° ; plusieurs variantes sont possibles.

Au cours de la rotation, le centre I du plateau intermédiaire (2) décrit un cercle de diamètre O_1O_3 (l'angle $\widehat{O_1IO_3}$ étant constamment égal à 90°) .

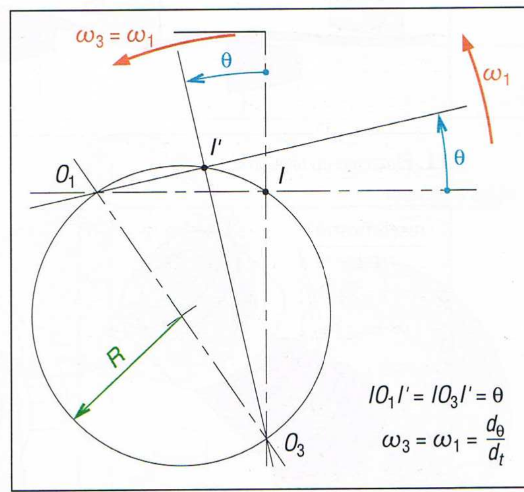
Le joint est parfaitement homocinétique : les angles de rotation $\widehat{IO_1I'}$ et $\widehat{IO_3I'}$ sont constamment identiques (interceptent tous deux l'arc II').



6. Joint d'Oldham.

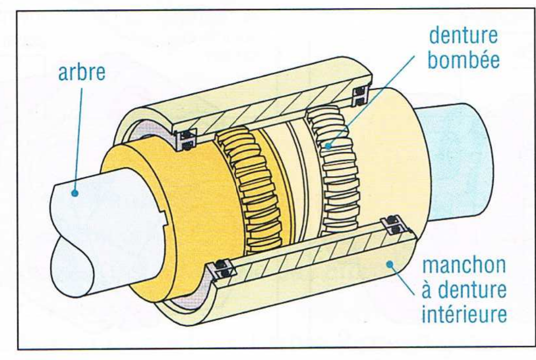


7. Le point I se déplace sur le cercle de diamètre O_1O_3.

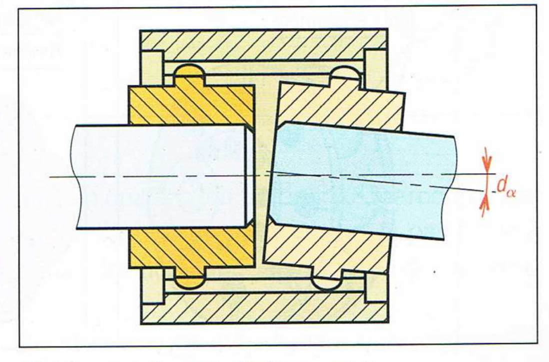


8. Homocinétisme du joint d'Oldham.

Accouplements à denture bombée : il supporte uniquement des désalignements angulaires (d_α) modérés (obtenu grâce à la forme bombée de la denture), plusieurs variantes.



9. Exemple de réalisation.



10. Mise en évidence du désalignement d_α.

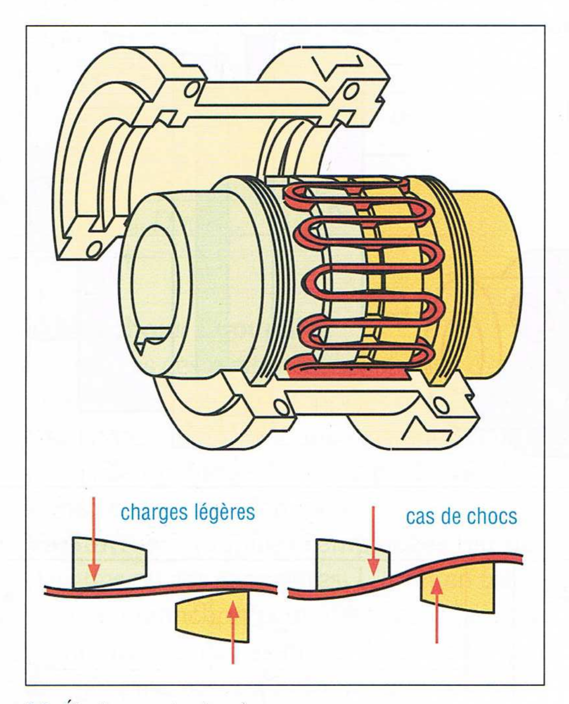
b) Accouplements élastiques en torsion

En plus de pièces rigides, ils se composent de parties totalement élastiques, ressorts ou blocs élastomères, permettant la flexibilité en torsion.

Ils sont conçus pour transmettre le couple en douceur (réduisent et amortissent les chocs et les irrégularités de transmission) tout en corrigeant plus ou moins les différents défauts d'alignement.

Les réalisations utilisant des éléments en élastomère (membrane, blocs...) supportent en même temps et à des degrés divers tous les types de désalignements.

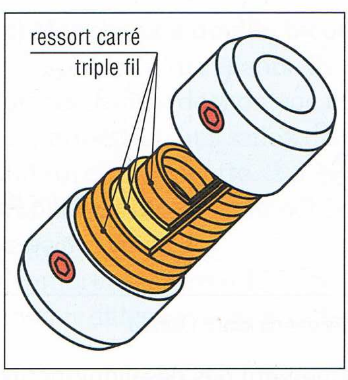
Il existe de nombreuses réalisations plus ou moins concurrentes, quelques cas typiques seulement sont proposés. Seuls les désalignements permis les plus significatifs sont indiqués sur les figures.



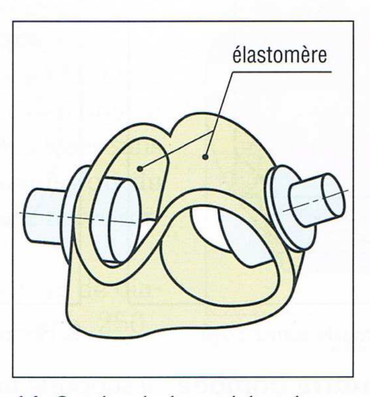
11. Élastique en torsion d_θ.

élastomère

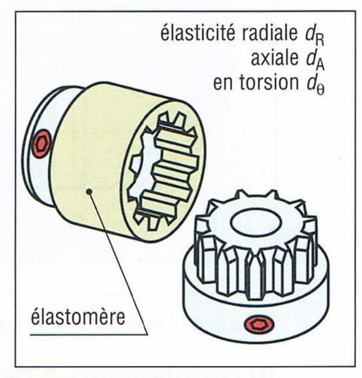
12. Élasticité en flexion d_α et en torsion d_θ.



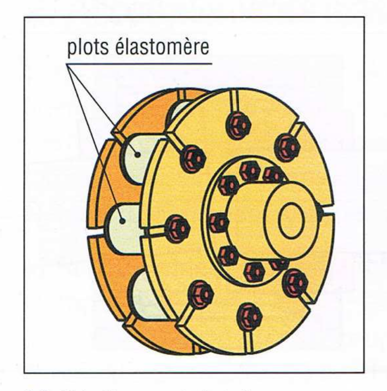
13. Ressort carré triple fil (d_α, d_θ).



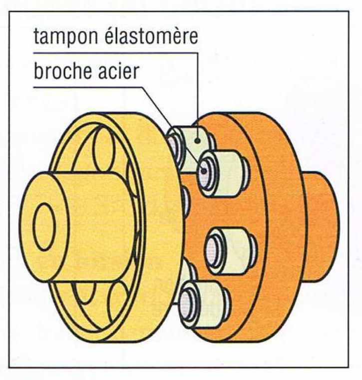
14. Grand angle d_α, axial d_A et d_θ.



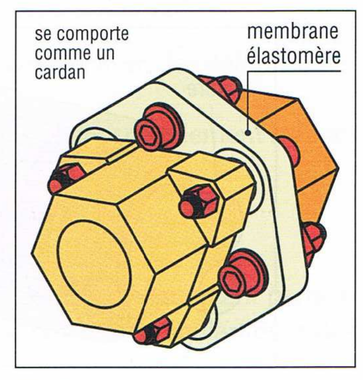
15. Élasticités d_R, d_A, d_θ.



16. Désalignement d_θ et d_R.



17. Désalignements d_A et d_θ.



18. Désalignements d_α et d_θ.

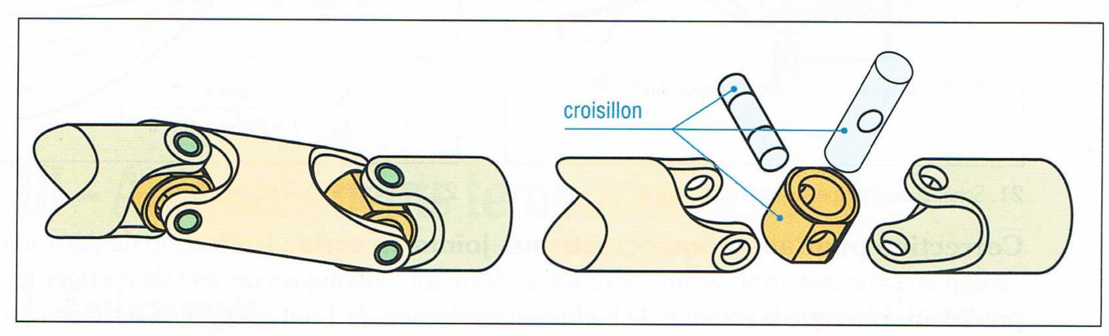
3. Joints de cardan et assimilés

Ils assurent la transmission entre des arbres concourants.
Les accouplements élastiques supportent des défauts angulaires (d_α) inférieurs à 3° environ. Pour des désalignements supérieurs, il faut utiliser les joints de cardans et assimilés (d_α ou α jusqu'à 45°).
Non flexibles en torsion ($d_\theta = 0$), ils peuvent transmettre des couples très élevés.

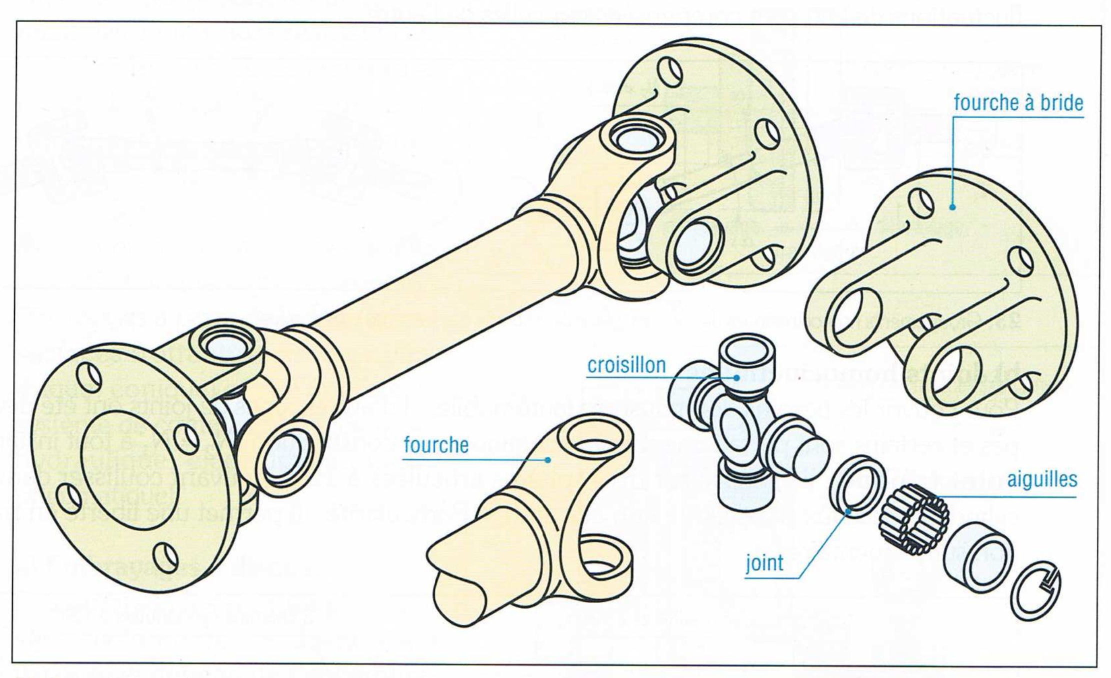
a) Joint de cardan

Encore appelé joint universel ou joint de Hooke, son invention remonte au XVI[e] siècle (Jérôme Cardan). Le mouvement se transmet par l'intermédiaire d'un croisillon libre en rotation par rapport aux deux arbres (deux liaisons pivots d'axes perpendiculaires et concourants).

Angles (α) possibles entre les deux arbres			
vitesses maximales admissibles	très lentes	10 tr/min	> 600 tr/min
angles α possibles	45°	30°	15 à 20°



19. Exemple de cardan pour faible couple.

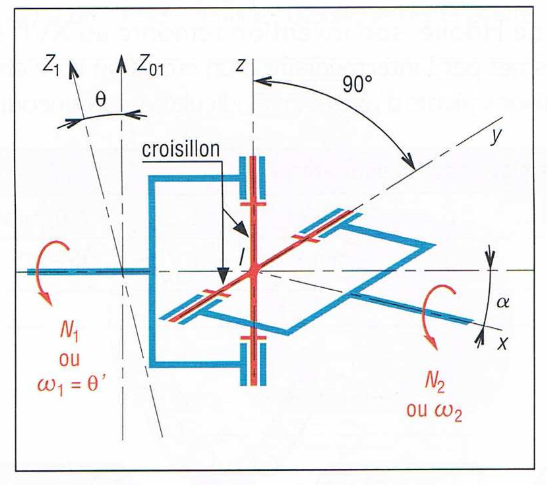


20. Exemple de cardan pour couples élevés.

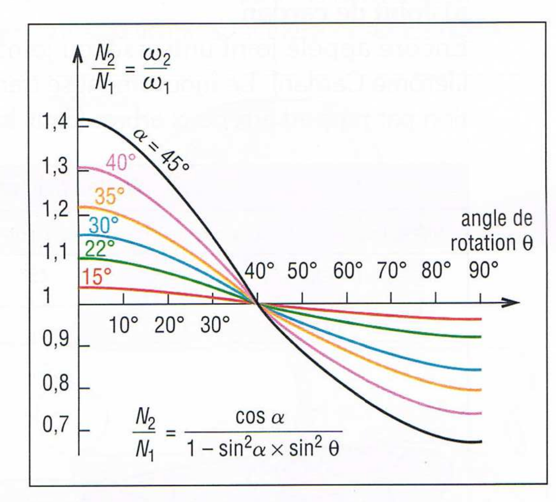
Inconvénient : c'est un joint non homocinétique ; bien que le nombre de tours parcourus par les deux arbres soit le même, la vitesse de rotation de l'arbre d'entrée (N_1) n'est pas égale à chaque instant à celle de l'arbre de sortie (N_2). Il existe des fluctuations, fonctions de l'angle α des deux arbres.
Sur un même tour, l'arbre 2 prend successivement de l'avance puis du retard par rapport à l'arbre 1 pour finir tous deux sur la même « ligne ».

Ce phénomène est générateur de vibrations importantes d'autant plus élevées que α et N_1 sont grands.

Fluctuation de la vitesse d'un cardan en fonction de l'angle des deux arbres					
α	10°	20°	30°	40°	50°
$\frac{N_2}{N_1}$	0,98 à 1,02	0,94 à 1,06	0,87 à 1,15	0,76 à 1,30	0,64 à 1,55

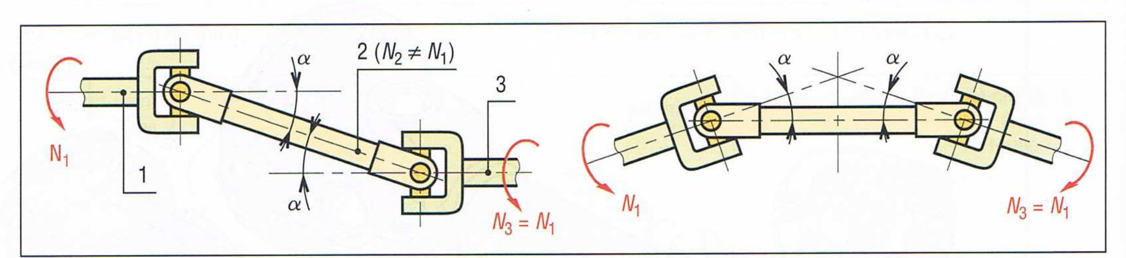


21. Schéma de principe du joint de cardan.



22. Fluctuation de la vitesse N_2.

Correction pour avoir homocinétisme, joints en série : l'utilisation de deux joints de cardan en série avec trois arbres dont les angles α sont identiques permet de corriger le défaut précédent. Bien que la rotation de l'arbre intermédiaire (N_2) soit irrégulière, celle de l'arbre de sortie (N_3) est rigoureusement identique à celle de l'arbre d'entrée ($N_3 = N_1$ à tout instant). Les fluctuations de l'un sont compensées par celles de l'autre.

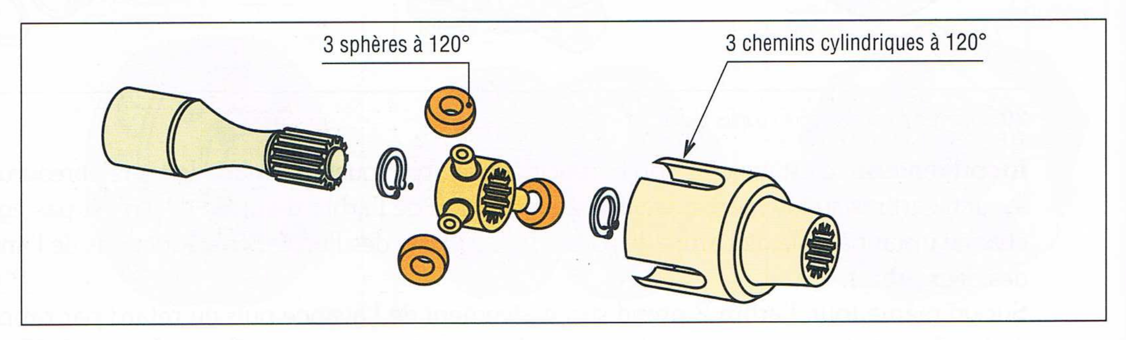


23. Groupements homocinétiques de cardans (plans de symétrie des fourches confondues).

b) Joints homocinétiques

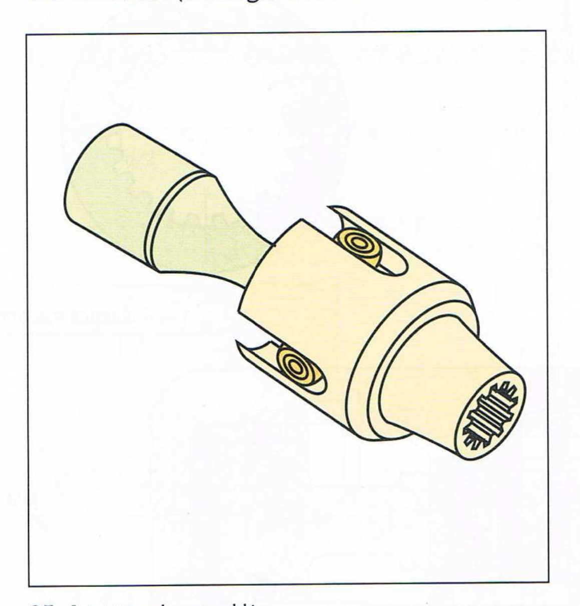
Pour couvrir les besoins des industries (automobile…) d'autres types de joints ont été développés et certains sont parfaitement homocinétiques par construction ($N_2 = N_1$ à tout instant).

Joint tripode : il est basé sur trois sphères articulées à 120° pouvant coulisser dans trois cylindres coaxiaux parallèles à l'un des arbres. Particularité : il permet une liberté en translation supplémentaire.

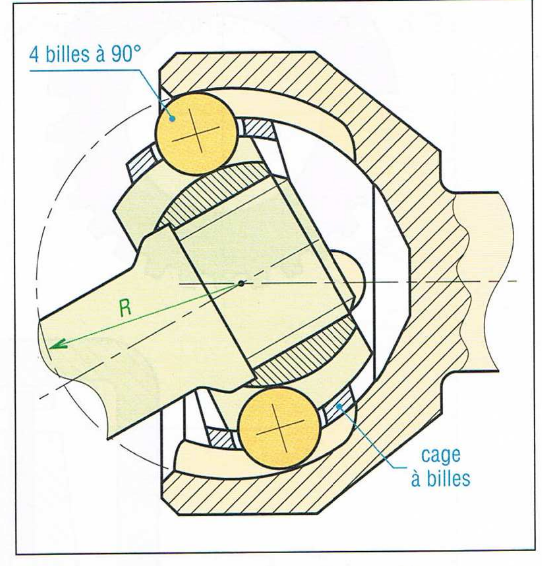


24. Joint tripode, vue éclatée.

Joint à quatre billes (type Rzeppa) : il est basé sur quatre billes à 90° pouvant rouler dans des chemins (analogie avec les roulements) de forme torique.



25. Joint tripode assemblé.



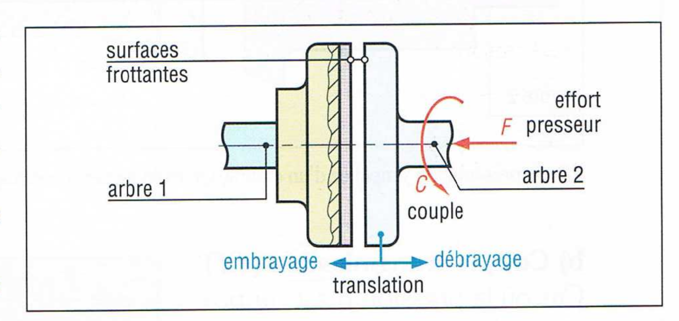
26. Joint homocinétique à quatre billes, type Rzeppa.

III - Accouplements temporaires

1. Embrayages

Basés sur les propriétés du frottement, les embrayages réalisent l'accouplement, ou le désaccouplement, de deux arbres au gré d'un utilisateur ou d'un automatisme, après les avoir amenés à la même vitesse de rotation.

Ils ne supportent pas ou très peu les défauts d'alignement et peuvent être classés à partir de la forme des surfaces frottantes (disque, cylindrique, conique) et de l'énergie du système de commande (mécanique, hydraulique, électromagnétique, pneumatique).

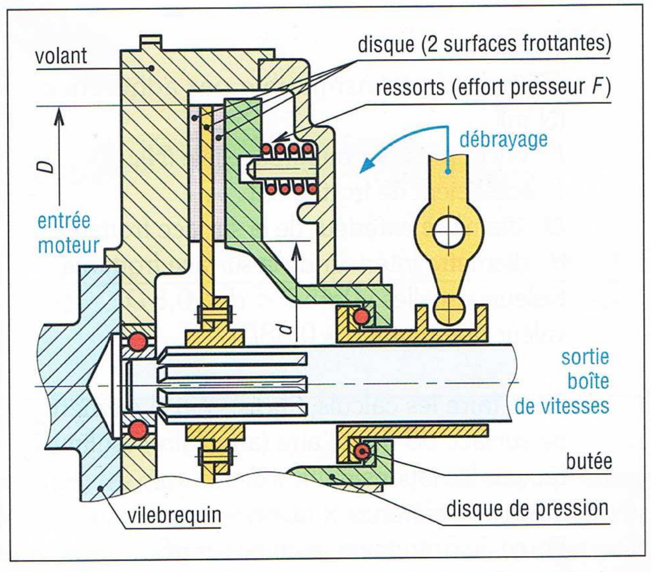


27. Principe d'un embrayage.

a) Embrayages à disques

Ces embrayages sont les plus utilisés ; le nombre de disques est variable et dépend de l'encombrement ou de la place disponible pour loger l'embrayage.

À couple transmis identique, un monodisque sera plus encombrant radialement (plus grand diamètre) et moins axialement (moins large) qu'un multidisque.



28. Représentation simplifiée d'un embrayage monodisque d'automobile .

29. Représentation simplifiée d'un embrayage multidisques à commande hydraulique ou pneumatique.

b) Couple transmissible (Cf)

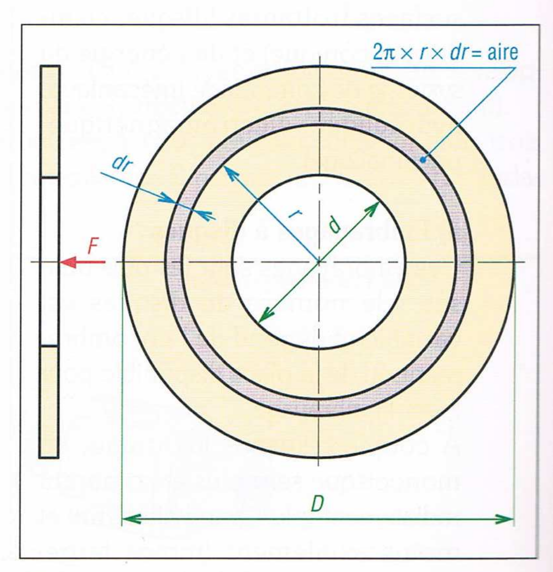
Cas où la pression p est supposée uniforme sur toute la surface frottante.

$$p = \frac{F}{S} = \frac{4.F}{\pi(D^2 - d^2)} \leqslant P_a \text{ (pression maxi admissible)}$$

Données :

Cf : couple transmissible par adhérence (N.m)
F : effort presseur ou force axiale (N)
f : coefficient de frottement
D : diamètre extérieur de la surface frottante
d : diamètre intérieur de la surface frottante
(valeurs usuelles : $0{,}45D < d < 0{,}8D$; valeur optimum : $d \approx 0{,}58D$)

Pour faire les calculs, choisissons l'élément de surface dS dont l'aire (annulaire) est limitée par les rayons r et $r + dr$:
$dS \approx$ circonférence $\times$ rayon $= 2.\pi.r.dr$
Force de frottement exercée sur dS :
$f.p.dS = f.p.2.\pi.r.dr$



30. Données pour le calcul.

Le couple élémentaire (dCf), transmissible par frottement, est le produit de cette force de frottement par le rayon r :
$dCf = f.p.dS.r = 2.\pi.f.p.r^2.dr$
Le couple total transmissible s'obtient par intégration sur toute la surface (r variant de $d/2$ à $D/2$).

$$Cf = \int_{d/2}^{D/2} 2.\pi.f.p.r^2.dr = 2.\pi.f.p.\int_{d/2}^{D/2} r^2.dr$$

$$= 2.\pi.f.p\left[\frac{r^3}{3}\right]_{d/2}^{D/2} = \frac{2}{3}.\pi.f.p\left[\frac{D^3}{8} - \frac{d^3}{8}\right]$$

$$Cf = \frac{1}{12}.\pi.f.p.(D^3 - d^3)$$

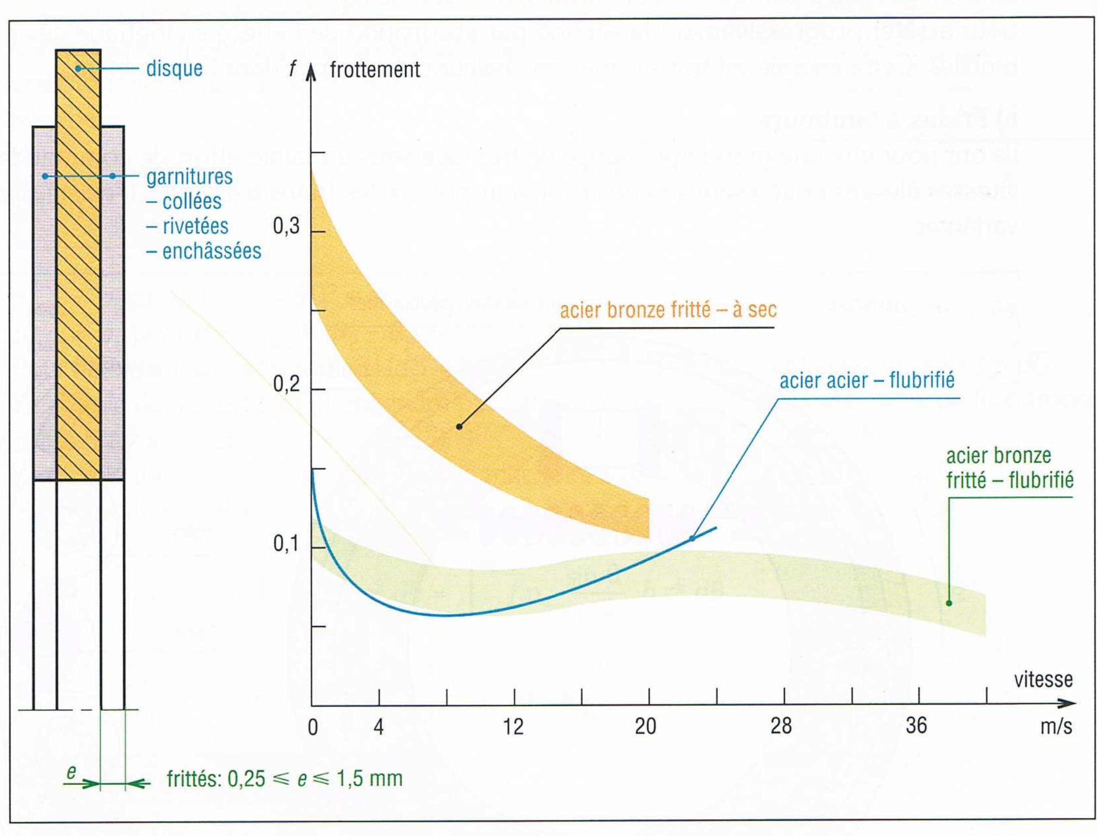
Si on remplace p par sa valeur on obtient :

$$Cf = \frac{F.f}{3}\cdot\left[\frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}\right]$$

Si on a n surfaces frottantes en contact :

$$Cf = \frac{n.F.f}{3}\cdot\left[\frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}\right] = \frac{2n.F.f}{3}\left[\frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2}\right]$$

c) Caractéristiques technologiques des garnitures



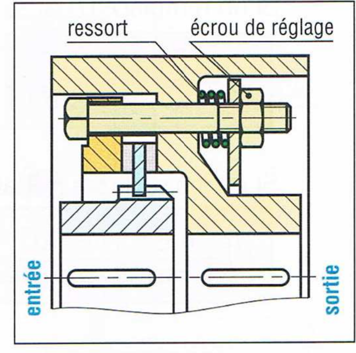
31. Propriétés des garnitures.

Pour les freins comme pour les embrayages, les garnitures sont des matériaux composites, mélange de carbone, soufre, particules métalliques diverses (cuivre, laiton, bronze, fer...), céramiques et autres. Le tout est lié par une résine synthétique ou un élastomère (si l'on veut donner plus de souplesse) après frittage ou moulage.

Caractéristiques constructives indicatives de quelques garnitures				
matériaux en frottement	coefficient de frottement (f)		pression maxi admissible N/mm²	température maximale °C
	à sec	dans l'huile		
métal fritté sur fonte	0,1 à 0,4	0,05 à 0,1	1	500 à 600
métal fritté sur acier	0,1 à 0,3	0,05 à 0,1	2	500 à 600
garnitures tissées sur acier ou fonte	0,3 à 0,6	0,1 à 0,2	0,3 à 0,7	175 à 260
garnitures moulées sur acier ou fonte	0,2 à 0,5	0,08 à 0,12	0,35 à 1	200 à 260
acier sur fonte	0,1 à 0,2	0,04	0,7 à 1,7	250

2. Limiteurs de couple

La technologie est la même que celle des embrayages. Il existe de nombreuses variantes : monodisques, multidisques, etc. Rôle : il limite le couple transmissible entre deux arbres afin de protéger le mécanisme contre les surcharges (comme limiter le couple au démarrage) et les blocages.
Le tarage du couple est en général obtenu par un système presseur à ressort.



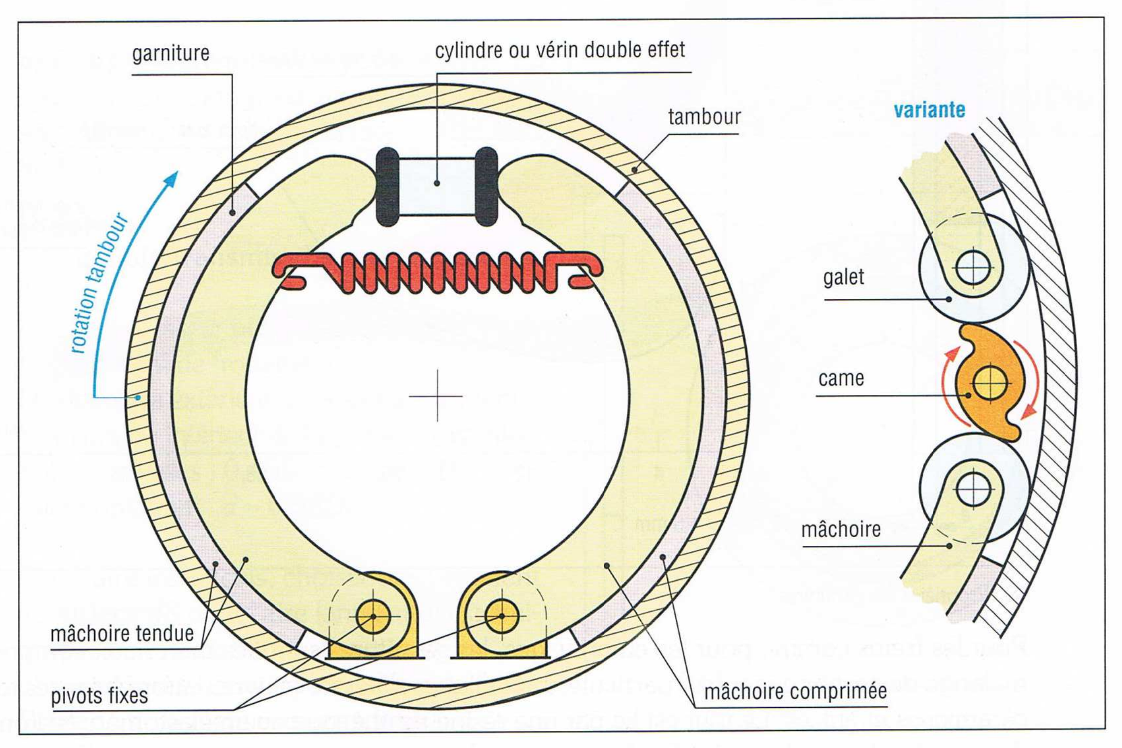
32. Limiteur de couple.

3. Freins

Les freins fonctionnent de la même manière que les embrayages mis à part que l'un des arbres, fixe, sert de base pour arrêter progressivement le second par absorption de l'énergie cinétique des masses mobiles. Cette énergie est transformée en chaleur puis dissipée dans l'air ambiant.

a) Freins à tambours

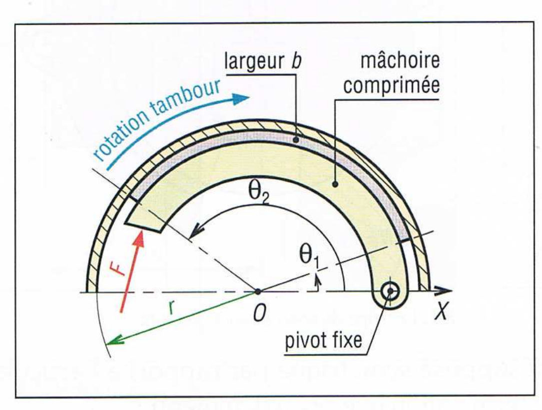
Ils ont pour eux une grande puissance de freinage sous un faible effort de commande. Aux vitesses élevées et en usages intensifs on leur préfère les freins à disques. Il existe plusieurs variantes.



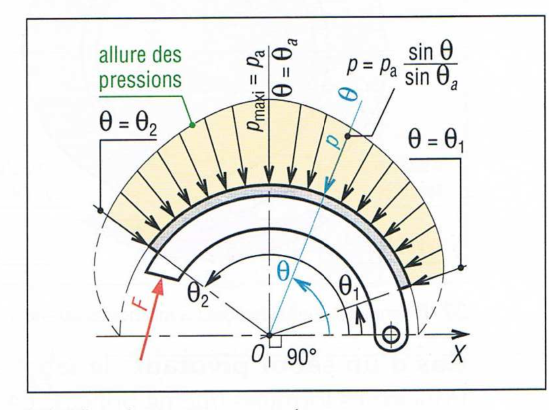
33. Principe de fonctionnement d'un frein à tambour.

La mâchoire comprimée supporte l'essentiel du freinage (environ les 2/3) et de ce fait s'use plus vite. L'effort de freinage peut être fourni par un vérin hydraulique (encore appelée cylindre) ou par un dispositif à came.

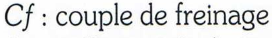
Couple de freinage exercé par une mâchoire intérieure comprimée



34. Principales données.



35. Allure des pressions normales.



Cf : couple de freinage

f : coefficient de frottement entre garniture et tambour

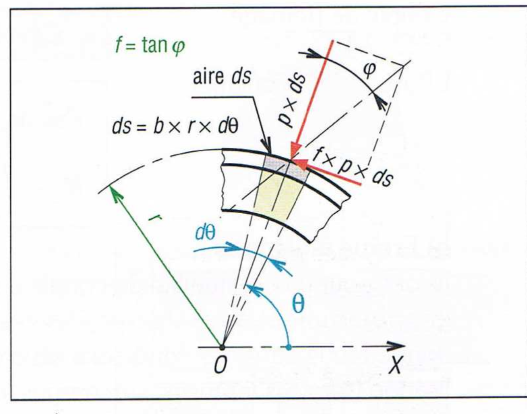
p : pression normale ou radiale de contact

p_a : pression p maximale exercée ($p_a \leqslant$ pression admissible)

b : largeur de la mâchoire

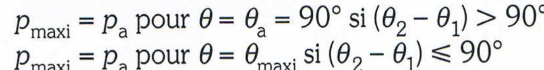
r : rayon intérieur du tambour

L'expérience montre que la distribution des pressions p sur la mâchoire peut être résumée par :



36. Éléments de calcul.

$$p = p_a \frac{\sin \theta}{\sin \theta_a}$$



$p_{maxi} = p_a$ pour $\theta = \theta_a = 90°$ si $(\theta_2 - \theta_1) > 90°$

$p_{maxi} = p_a$ pour $\theta = \theta_{maxi}$ si $(\theta_2 - \theta_1) \leqslant 90°$

Pour l'élément de surface choisi ($dS = b.r.d\theta$), la force de frottement appliquée est $f.p.dS$.

Le couple de freinage (dCf) engendré par cet élément est le produit de la force de frottement par le bras de levier r ($dCf = f.p.r.dS$).

Le couple total de freinage exercé par la mâchoire s'obtient par intégration (θ variant de θ_1 à θ_2) :

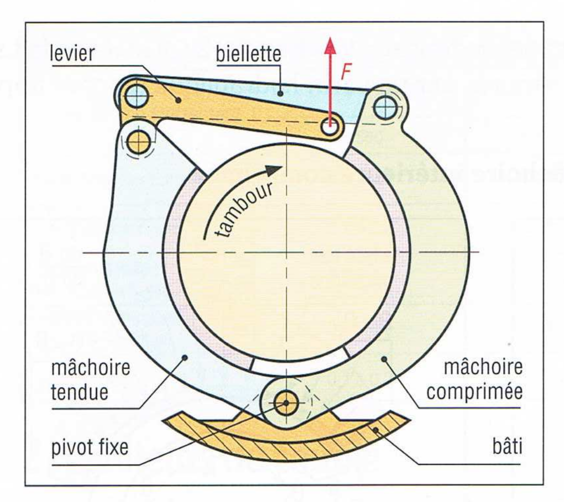
$$Cf = \int_{\theta_1}^{\theta_2} f.p.r.ds = \int_{\theta_1}^{\theta_2} f.p.b.r^2.d\theta = \int_{\theta_1}^{\theta_2} f.p_a \frac{\sin \theta}{\sin \theta_a} b.r^2.d\theta$$

$$Cf = \frac{f.p_a.b.r^2}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta . d\theta = \frac{f.p_a.b.r^2}{\sin \theta_a} \Big[-\cos \theta \Big]_{\theta_1}^{\theta_2}$$

$$Cf = \frac{f.p_a.b.r^2}{\sin \theta_a} (\cos \theta_1 - \cos \theta_2)$$

Cas des freins à tambours et mâchoires extérieures (ou sabots)

Ils sont utilisés sur certains équipements industriels pour réaliser des couples de freinages très élevés.Le couple de freinage est exactement le même que pour une mâchoire intérieure (voir formule du paragraphe précédent).



37. Exemple de frein à tambour à mâchoires extérieures.

38. Principe du frein à sabot pivotant.

Cas d'un sabot pivotant : le sabot est supposé symétrique par rapport à l'articulation. Principales formules (même principe de détermination que précédemment) :

Pression de contact : $p = p_a.\cos\theta$ (p est maxi pour $\theta = 0$, au droit de R_x)

Couple de freinage :

$$Cf = 2.f.b.p_a.r^2.\sin\theta_1 = a.R_y$$

Efforts sur l'articulation :

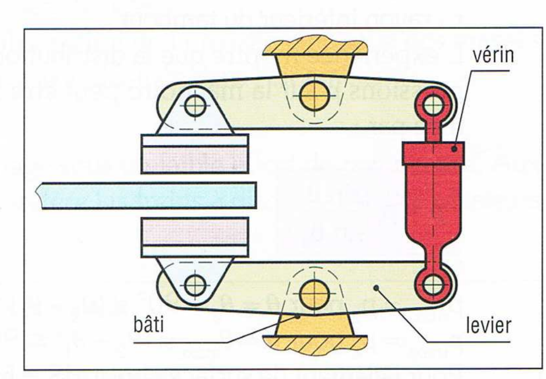
Pas de basculement autour de A pour $a = \dfrac{4r\sin\theta_1}{2\theta_1 + \sin 2\theta_1}$ et

$$R_x = \frac{b.r.p_a}{2}(2\theta_1 + \sin 2\theta_1)\ ;\ R_y = f.R_x$$

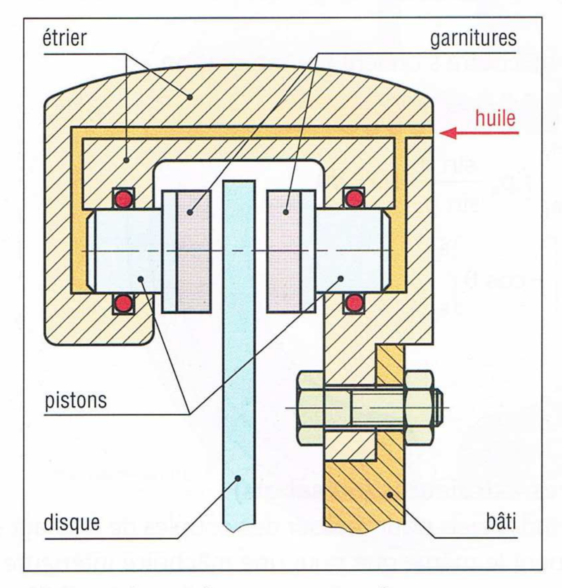
b) Freins à disques

Ils ont pour eux la stabilité du couple de freinage, notamment aux vitesses élevées et une bonne tenue dans des conditions sévères d'utilisation (services intensifs, surcharges, etc).

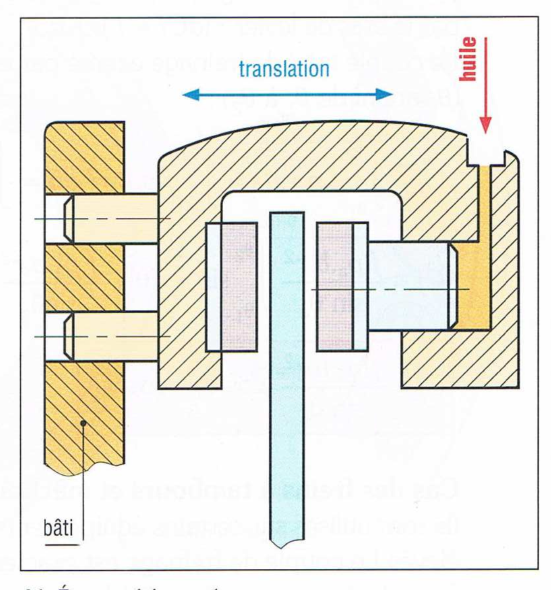
Ils permettent une meilleure évacuation de la chaleur que les freins à tambour, un freinage plus progressif et sont plus faciles à entretenir. Cependant, à encombrement égal et à effort de commande identique (F) leur couple de freinage est deux à quatre fois plus faible.



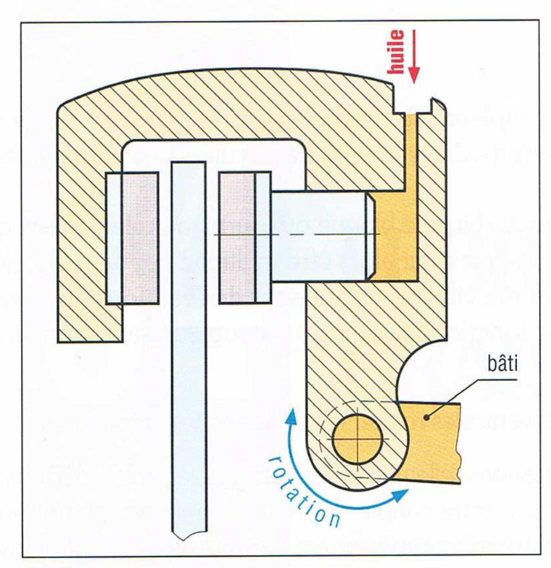
39. Étrier mobile à leviers ou à pincettes.



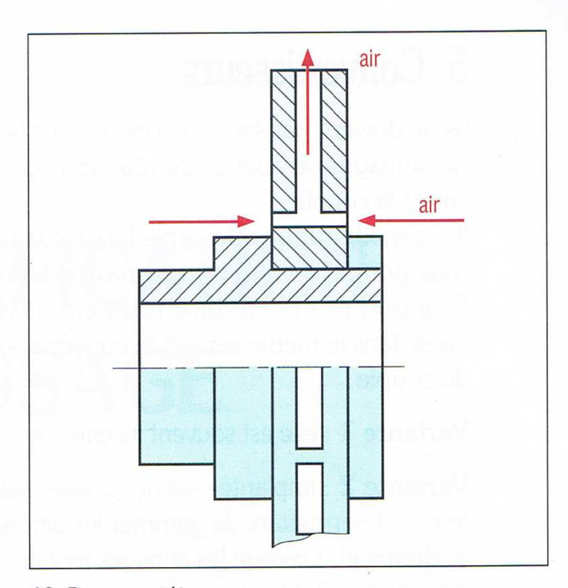
40. Frein à disque à deux pistons et étrier fixe.



41. Étrier mobile, cas 1.



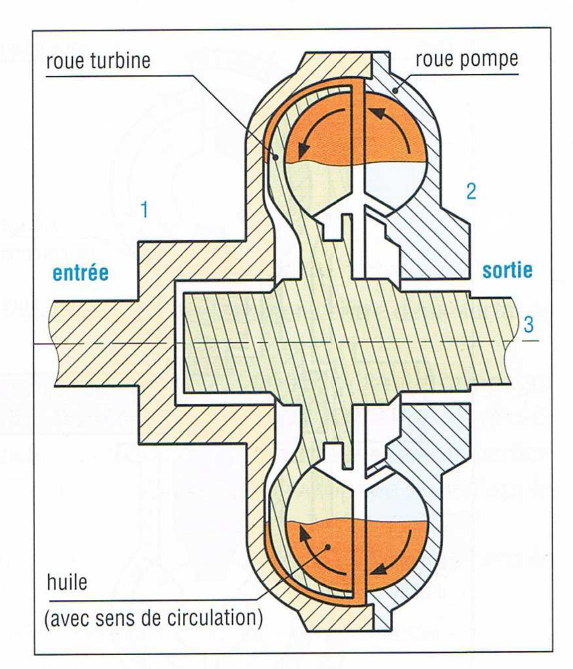
42. Étrier mobile, cas 2.



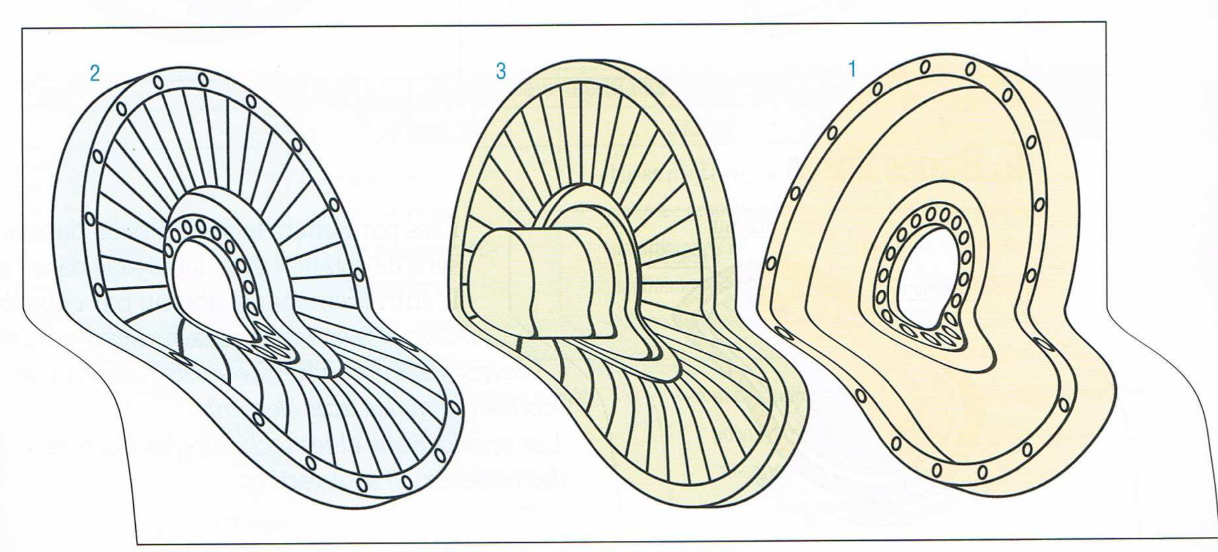
43. Disque ventilé.

4. Coupleurs

Ils remplacent les embrayages dans certaines circonstances.
Le couple transmis, très faible ou nul au démarrage, augmente progressivement avec la vitesse de rotation (varie avec le carré de cette vitesse). Les moteurs peuvent ainsi démarrer à vide ou sans charge.
Sous l'effet de la rotation de l'arbre d'entrée (roue pompe), le fluide intérieur (huile spéciale) est accéléré, l'énergie cinétique acquise est ensuite transmise à l'arbre de sortie (roue turbine) entraînant ainsi sa rotation.
En fonctionnement normal il y a toujours un léger glissement entre les deux arbres (2 à 4 %).
Le fluide, pouvant absorber les chocs, agit également en limiteur de couple.



44. Principe du coupleur.



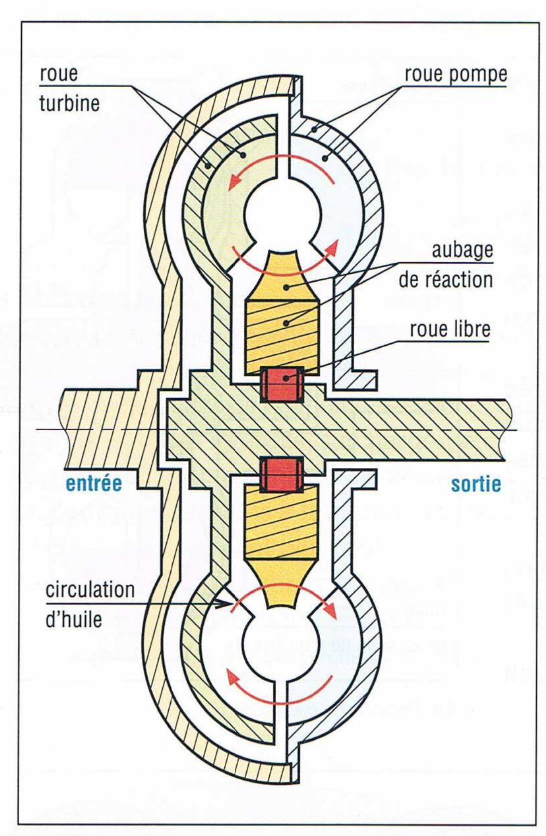
45. Éclaté d'un coupleur.

5. Convertisseurs

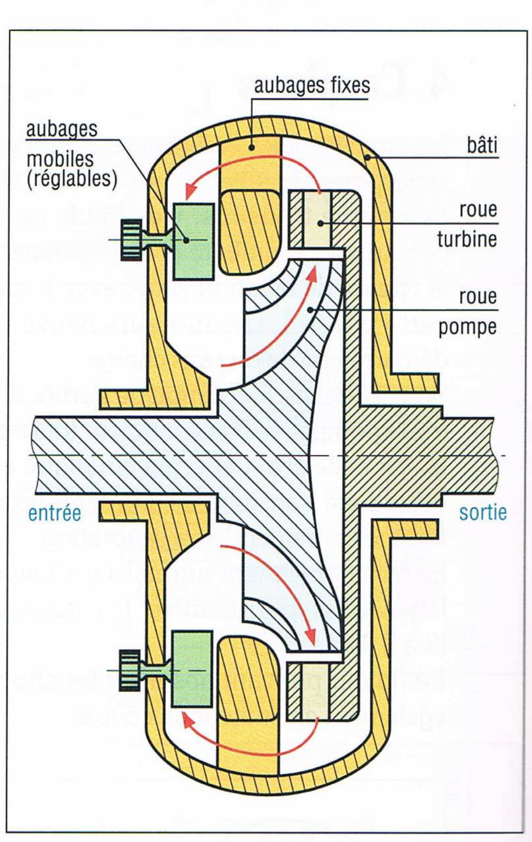
Ils ne doivent pas être confondus avec les coupleurs. Ils permettent, grâce à un troisième organe (aubages ou ailettes de réaction pouvant modifier le sens de circulation du fluide) de faire varier le couple.
Il y a modification du couple lorsque la roue turbine se bloque ou tourne au ralenti alors que la roue pompe est à sa vitesse maximale. Le couple peut alors être multiplié par deux ou plus.
Si la pompe et la turbine tournent à la même vitesse les aubages de réaction tournent eux aussi dans le même sens et le convertisseur fonctionne comme un coupleur, sans amplification du couple.

Variante 1 : elle est souvent installée sur les véhicules routiers avec des boîtes automatiques.

Variante 2 : implantée sur de grosses installations, elle utilise des aubages réglables (par servomoteurs ...) permettant de gommer les différences entre couple moteur et couple récepteur (fonction égalisatrice). Lorsque les aubages mobiles obturent complètement la circulation d'huile, le moteur est presque déchargé.

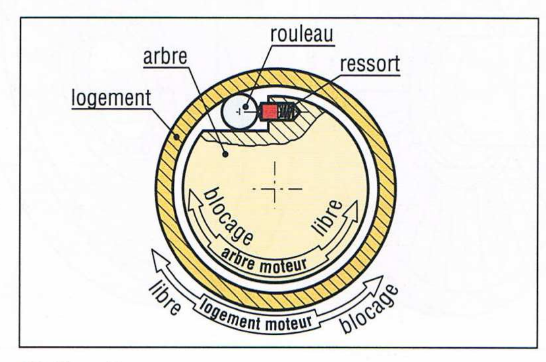


46. Variante 1.



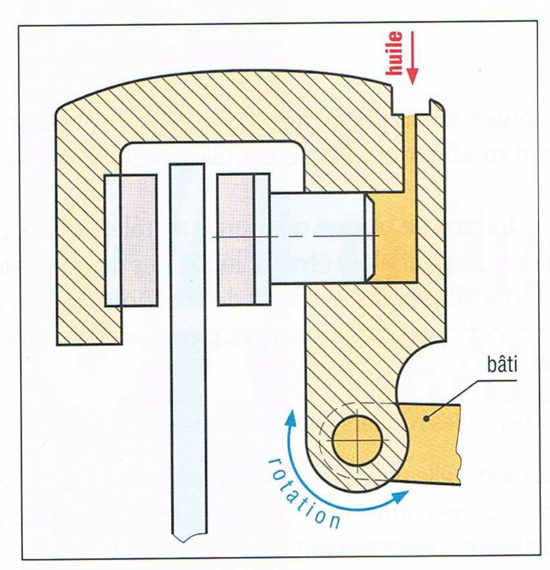
47. Variante 2.

6. Roues libres

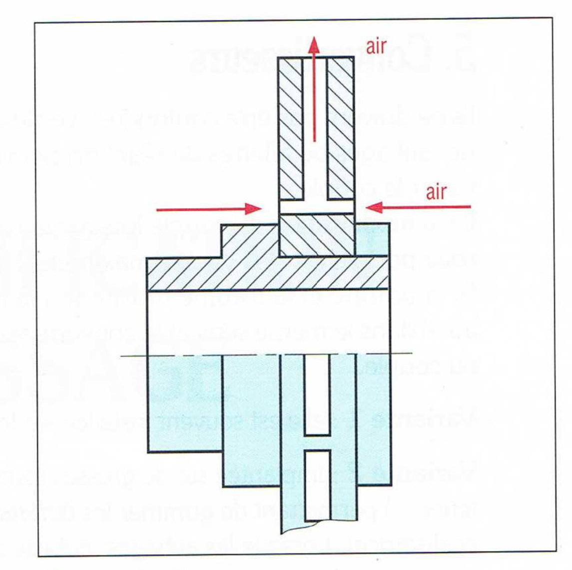


48. Roue libre, principe.

Elles permettent la transmission dans un seul sens de rotation et le débrayage dans l'autre. L'entraînement est obtenu par coincement ou arc-boutement du rouleau entre les deux arbres, « effet de cône », le ressort assurant le contact entre les trois éléments.
Les applications et les technologies (formes des rouleaux...) sont variées.



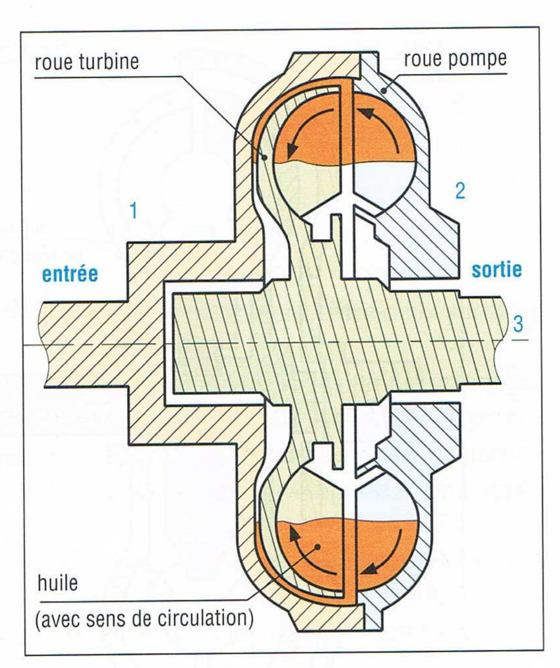
42. Étrier mobile, cas 2.



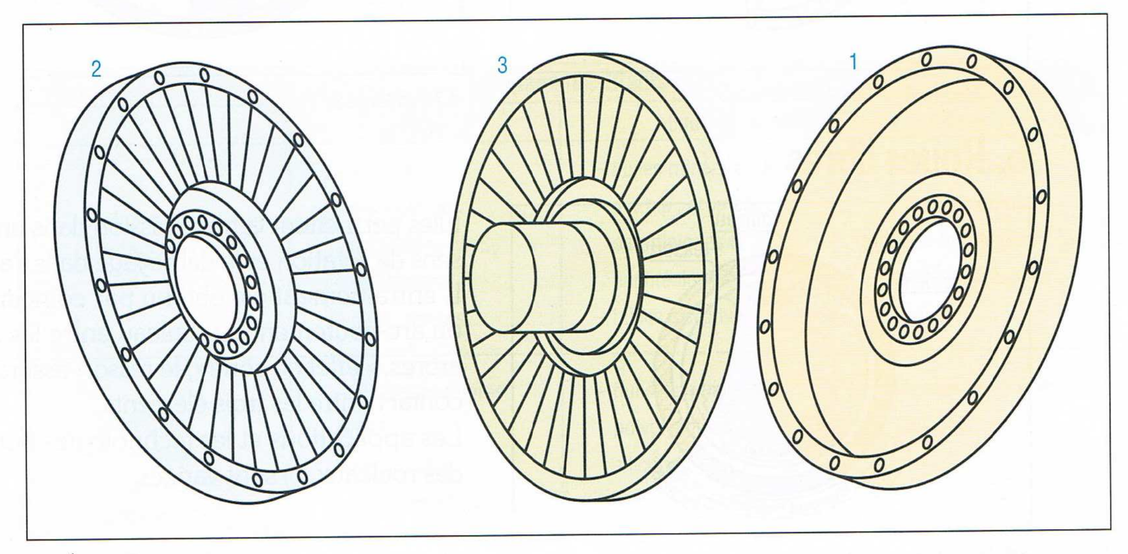
43. Disque ventilé.

4. Coupleurs

Ils remplacent les embrayages dans certaines circonstances.
Le couple transmis, très faible ou nul au démarrage, augmente progressivement avec la vitesse de rotation (varie avec le carré de cette vitesse). Les moteurs peuvent ainsi démarrer à vide ou sans charge.
Sous l'effet de la rotation de l'arbre d'entrée (roue pompe), le fluide intérieur (huile spéciale) est accéléré, l'énergie cinétique acquise est ensuite transmise à l'arbre de sortie (roue turbine) entraînant ainsi sa rotation.
En fonctionnement normal il y a toujours un léger glissement entre les deux arbres (2 à 4 %).
Le fluide, pouvant absorber les chocs, agit également en limiteur de couple.



44. Principe du coupleur.



45. Éclaté d'un coupleur.

34 LUBRIFICATION GRAISSAGE

Objectifs

- Préciser les quatre cas du frottement.
- Indiquer les caractéristiques, les propriétés et les classifications des principales familles de lubrifiants.
- Décrire les principaux dispositifs de lubrification.

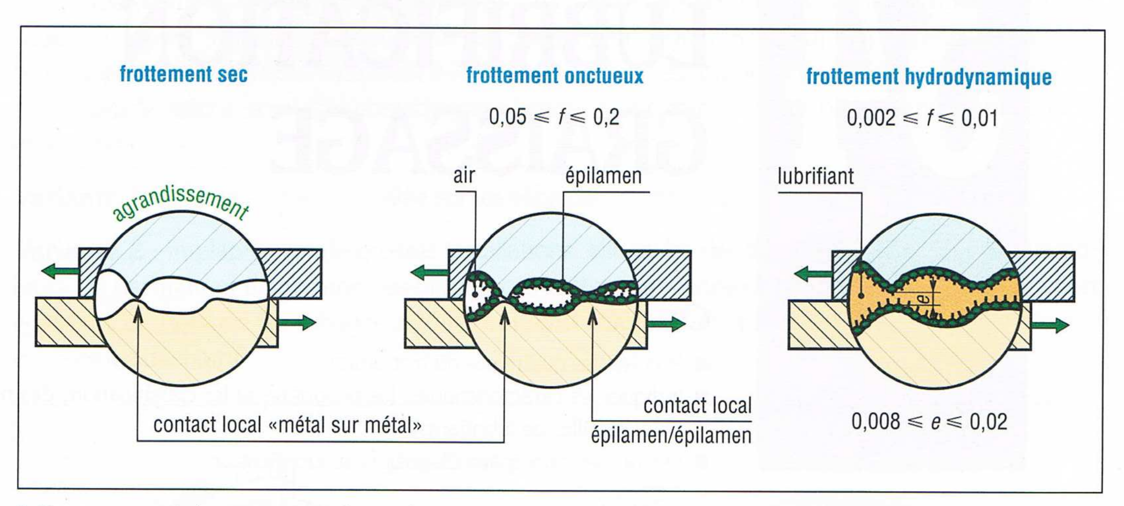
La fonction d'un lubrifiant est de favoriser le mouvement ou le glissement entre deux surfaces frottantes.
D'une manière générale, les lubrifiants réduisent les frottements et l'usure, évitent le grippage, participent au refroidissement, évacuent les impuretés (poussières, débris d'usure...), protègent contre la corrosion, peuvent avoir une fonction nettoyante (détergente) et parfois participer à l'étanchéité. Chacune de ces fonctions peut être plus ou moins développée selon l'application.
De tous les lubrifiants, enrichis ou non, les huiles et les graisses minérales à base de pétrole sont les plus utilisées.
Les produits de synthèse (fabriqués chimiquement) occupent une place grandissante.

Remarques :
À elles seules, les huiles représentent plus de 95 % du total des lubrifiants employés.

Principaux lubrifiants			
	solides	liquides	pâteux
lubrifiants naturels	– graphite – bisulfure de molybdène MoS_2 – biséléniures – cires, résines...	– huiles minérales de pétrole : aromatiques paraffiniques et naphténiques – huiles siccatives	– graisses (à base d'huile de pétrole) – pâtes lubrifiantes – lanoline, suif, brais...
lubrifiants de synthèse ou artificiels	– plastiques fluorés (PTFE...) – polyamides – vernis de glissement	– huiles synthétiques, polyglycols, esters, silicones, phosphates – huiles composées ou compound...	– graisses de synthèse (silicone...)

I - Quatre cas du frottement

Le frottement entre deux surfaces frottantes peut être décrit par quatre comportements typiques.



1. Principaux cas de frottement entre deux surfaces.

Le frottement sec : il n'y a pas de lubrifiant entre les surfaces en contact. Le glissement y est le plus difficile et l'usure la plus rapide ; il est caractérisé par des contacts locaux fréquents sur les aspérités des surfaces, des échauffements, des arrachements et des microsoudures.

Le frottement onctueux : un film de lubrifiant recouvre les surfaces en contact sous la forme d'un épilamen (très fine couche). Le frottement est diminué ($f \approx 0{,}05$ à $0{,}20$) et le glissement favorisé. Les contacts locaux directs, sans épilamen, sont plus rares ; il y a moins d'arrachements, de microsoudures et d'usure.

Le frottement mixte : c'est un mélange de frottement onctueux et de frottement hydrodynamique, caractérisé par une portance hydrodynamique intermittente avec quelques contacts locaux, épilamen sur épilamen. Le frottement ($f \approx 0{,}04$ à $0{,}1$) et l'usure sont encore réduits.

Le frottement hydrodynamique : il n'y a plus aucun contact entre les surfaces. Celles-ci sont toujours séparées par une couche de lubrifiant d'épaisseur minimale e de 0,02 à 0,008 mm. Le mouvement, à condition que la vitesse soit suffisante, crée une portance hydrodynamique comparable au ski nautique. Le frottement est très réduit ($f \approx 0{,}002$ à $0{,}01$) et l'usure pratiquement nulle.

Exemple : palier hydrodynamique (voir chapitre 23 : paliers lisses, coussinets).

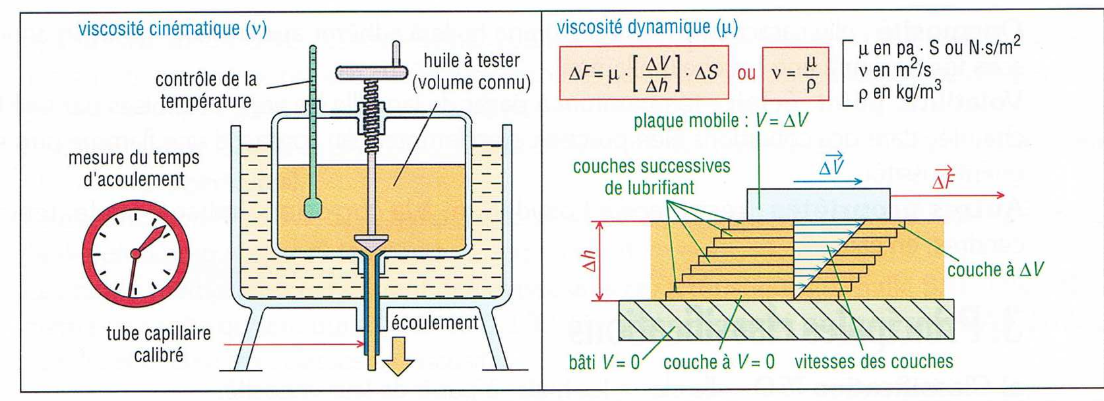
II - Huiles

Elles permettent d'obtenir un frottement onctueux, mixte ou hydrodynamique. Elles se présentent sous la forme d'une base (huile minérale ou de synthèse) avec des additifs (anti-usure, extrême pression, anti-corrosion…) pour améliorer les caractéristiques ou adapter l'huile à l'application choisie.

La viscosité et le point d'écoulement sont les propriétés principales.

1. Viscosités

Plus une huile est épaisse, plus sa viscosité est élevée. La fluidité est la propriété inverse de la viscosité. La viscosité de la majorité des fluides diminue lorsque la température augmente.



2. Les viscosités.

a) Viscosité cinématique (ν) : on la détermine en mesurant, à une température donnée, la durée de l'écoulement d'un volume connu de liquide à travers un appareil comportant un orifice ou tube calibré (tube capillaire) de dimensions normalisées.
Unités : m^2/s ; Stoke (St) ou centistoke (cSt) ; 10 000 St = 1 m^2/s et 1cSt = 1 mm^2/s

b) Viscosité dynamique (μ) : elle est égale au produit de la viscosité cinématique (ν) par la masse volumique du fluide (ρ) : $\mu = \rho.\nu$.
Unités : Pa.s (pascal.seconde) ou N.s/m^2 ; poise (P) et centipoise (cP)
1 poise = 1 P = 0,1 Pa.s ; 1 000 centipoises = 1 000 cP = 1 Pa.s

Exemples (à 20 °C)	viscosité ν (cSt)	masse volumique ρ(kg/m^3)	viscosité μ (Pa.s)
essence	≈ 0,74	743	0,000 55
gas oil à 20 °C	≈ 14	893	0,013
huile SAE 10	≈ 95	909	0,088
huile SAE 30	≈ 320	909	0,290
huile SAE 40	≈ 770	909	0,700

Huiles minérales et huiles de synthèse : comparaison des propriétés						
familles	compatibilité avec huiles minérales	biodégradabilité	fluidité à basse température	viscosité à haute température	résistance oxydation haute température	applications
huiles minérales	–	médiocre	médiocre	acceptable	acceptable	les plus usuelles sont les huiles paraffiniques hautement raffinées
polyalpholéfines (PAO)	excellente	médiocre	bonne (IV > 100)	bonne	très bonne	travaillent dans des conditions extrêmes (température...) : moteurs, transmissions, engrenages, paliers...
alkylats aromatiques	excellente	médiocre	bonne	acceptable	bonne	systèmes travaillant à basse températures (– 80 à – 100 °C) : compresseurs frigo...
esters (diesters) organiques	acceptable à bonne	bonne	bonne	bonne à très bonne	bonne à excellente	transmissions d'hélicoptères, moteurs à réaction, instrumentation, gyroscopes, fluides hydrauliques...
esters phosphates	acceptable	médiocre	acceptable	médiocre	acceptable	compresseurs, trubines à vapeur et à gaz, systèmes électro-hydrauliques...
polyglycols	médiocre	très variable	bonne	très bonne	bonne	réducteurs à vis, compresseurs, paliers à hautes températures, fluides hydrauliques peu inflammables...
Caractéristiques pour choisir les huiles : base minérale ou synthétique ; inhibée à la corrosion, au moussage ; non additivée ; additivée ou compoundée ; propriétés anti-usure, extrême pression, détergentes ; avec agent d'adhésivité ; avec améliorant de l'indice de viscosité...						

2. Propriétés caractéristiques des huiles

Point d'écoulement : c'est la température à partir de laquelle une huile, chauffée, puis refroidie dans des conditions bien précises cesse de couler (début de cristallisation ou de solidification).
Index de viscosité (VI ou IV) : caractérise la variation de la viscosité en fonction de la température. Un IV de 100 indique une très faible variation de la viscosité, un IV de 0 une très grande variation.

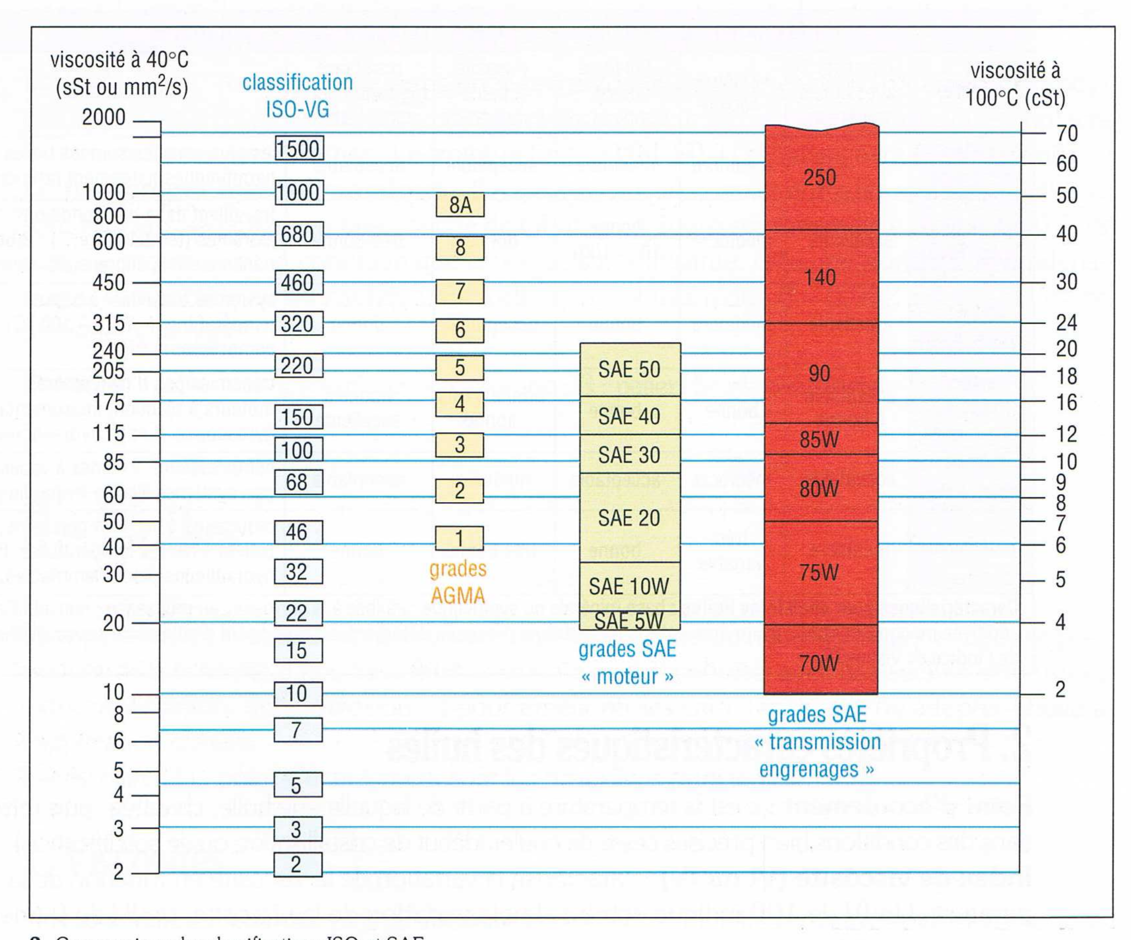
Onctuosité : elle caractérise l'aptitude d'une huile à adhérer aux surfaces (pouvoir adhérent) sous forme d'une fine couche (épilamen).
Volatilité, point éclair : température à partir de laquelle les vapeurs émises par une huile, chauffée dans des conditions bien précises, s'enflamment au contact d'une flamme puis s'éteignent aussitôt.
Autres propriétés : résistance à l'oxydation, à la corrosion, indice d'acide, teneur en cendres, en eau…

3. Principales classifications

a) Classification ISO : elle classe les huiles à partir de leur viscosité.
Désignation : lettres ISO VG suivi du nombre précisant la viscosité cinématique à 40 °C en centistoke.

Exemple : une huile classée ISO-VG 15 a pour limites de viscosité 13,5 et 16,5 cSt, 15 représentant la viscosité moyenne la plus probable.

Classes ISO de viscosité	Limites de viscosité cSt à 40 °C	Classes ISO de viscosité	Limites de viscosité cSt à 40 °C
ISO VG 2	1,98 à 2,42	ISO VG 68	61,2 à 74,8
ISO VG 3	2,88 à 3,52	ISO VG 100	90,0 à 110
ISO VG 5	4,14 à 5,06	ISO VG 150	135 à 165
ISO VG 7	6,12 à 7,48	ISO VG 220	198 à 242
ISO VG 10	9,00 à 11,0	ISO VG 320	288 à 352
ISO VG 15	13,5 à 16,5	ISO VG 460	414 à 506
ISO VG 22	19,8 à 24,2	ISO VG 680	612 à 748
ISO VG 32	28,8 à 35,2	ISO VG 1 000	900 à 1 100
ISO VG 46	41,4 à 50,6	ISO VG 1 500	1 350 à 1 650



3. Comparaison des classifications ISO et SAE.

b) Classification SAE : essentiellement utilisée pour l'automobile et les véhicules industriels (moteurs et transmissions), elle classe aussi les huiles selon leur viscosité, mais définit des tranches ou des intervalles continus de viscosité avec minimum et maximum.
La classification SAE 20, SAE 30... utilise la viscosité des huiles à 100 °C (huiles dites pour « hautes » températures).
La classification SAE 0W, SAE 5W... (avec W = winter) utilise la viscosité des huiles à –18 °C (huiles dites pour « basses » températures ou « hiver »).
Les huiles multigrades présentent deux viscosités caractéristiques. L'huile SAE 10W-40 a même viscosité qu'une huile SAE 40 à 100°C, même viscosité qu'une huile SAE 10W à –18 °C et couvre trois classes de viscosités.

Grade SAE	0W	5W	10W	15W	20W	25W	20	30	40	50
viscosité cinématique (cSt) à 100 °C	3,8 mini	3,8 mini	4,1 mini	5,6 mini	5,6 mini	9,3 mini	5,6 à 9,3	9,3 à 12,5	12,5 à 16,3	16,3 à 21,9
viscosité dynamique maxi Pa.s	3,25 à –30 °C	3,5 à –25 °C	3,5 à –20 °C	3,5 à –15 °C	4,5 à –10 °C	6 à –5 °C				

Huiles classe L - Famille H - Systèmes hydrauliques - NFISO 11158 - catégories :								
HH : huiles minérales raffinées non inhibées HL : huiles minérales rafiinées + antirouille + antioxydation HM : huiles HL + propriétés anti-usure	HR : huiles HL + propriétés viscosité/températures ↗ HV : huiles HM + propriétés viscosité/températures ↗ HG : huiles HM + propriétés anti-saccade							
Grades usuels (viscosité ISO VG)	15	22	32	46	68	100	150	220

c) Autres classifications : elles sont nombreuses et utilisent des désignations et des symboles.
Exemples : huiles pour systèmes hydrauliques (famille H) ; huiles pour engrenages industriels, (classe L - Famille C : CKB, CKC, CKD, CKE, CKS et CKT) pour paliers, pour matériels électriques ; huiles de coupe...

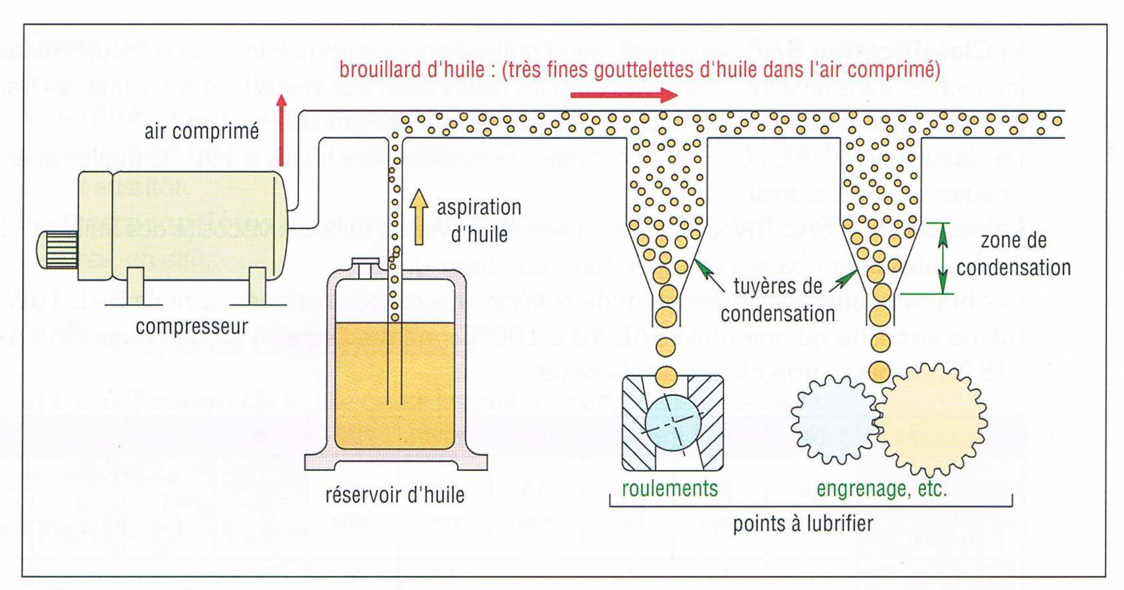
4. Principaux dispositifs de lubrification à l'huile

Voir quelques exemples dans le chapitre 25 : montage de roulements.

a) Lubrification par barbotage ou par bain d'huile : c'est la plus simple et la plus usuelle. Une partie du mécanisme en mouvement (roue dentée...) trempe dans le bain et emporte par adhérence de l'huile vers les points à lubrifier.
La quantité d'huile du bain doit être suffisante et tenir compte des conditions de service : calories à évacuer, éviter les vidanges trop rapprochées, etc.
Le niveau du bain doit être contrôlé périodiquement : vis de contrôle, jauge, indicateur.
Un excès d'huile est souvent plus néfaste qu'un manque ; il crée un brassage source d'échauffements et de pertes d'énergie.

b) Lubrification par barbotage et projections : elle est une variante de la précédente. Le mouvement des composants (engrenages...) doit être assez rapide (effet centrifuge) pour, qu'après trempage, le débit des projections soit suffisant. L'huile projetée sur les parois ruisselle et peut être recueillie (cuvettes, renvois, larmiers...) puis dirigée (canaux) vers les parties à lubrifier.

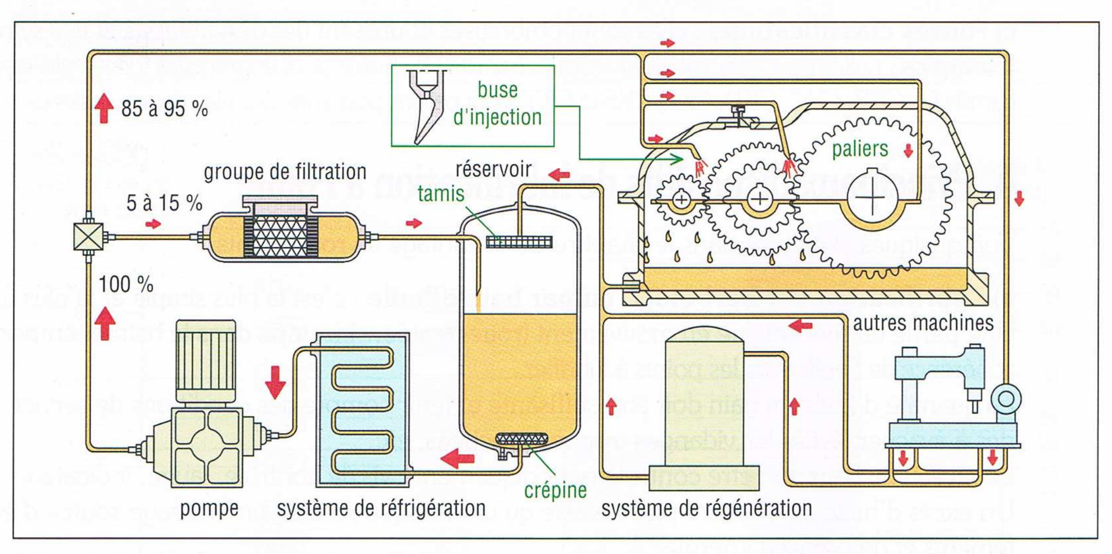
c) Lubrification par brouillard d'huile ou air-huile : elle est utilisée aux vitesses très élevées (roulements, engrenages) mais aussi dans les réseaux pneumatiques (lubrificateurs).
Principe : un débit constant d'air comprimé aspire et pulvérise une certaine quantité d'huile sous forme de très fines gouttelettes. Le brouillard ainsi constitué est amené par un réseau de canalisations près des points à lubrifier. En ces points, des rétrécissements (raccords de condensation ou tuyères) condense l'huile sous forme de gouttes plus grosses directement utilisables pour la lubrification.
Le débit d'air permet aussi le refroidissement et participe à l'étanchéité (repousse les particules étrangères).



4. Principe de la lubrification par brouillard d'huile.

d) Lubrification par circulation d'huile : ce mode est le plus élaboré et le plus coûteux. Une même pompe lubrifie en même temps plusieurs zones ou points. Le débit d'huile, constant, arrivant en chaque point à lubrifier, peut être réglé (soupapes) et calculé au plus juste pour assurer lubrification et refroidissement. Des échangeurs de chaleur (réfrigérants), des systèmes de filtration peuvent être ajoutés à l'installation.

Exemple : lubrification des paliers d'un moteur à explosion (voir « paliers lisses » **page 258**).



5. Principe de la lubrificaton par circulation d'huile.

III - Graisses

Elles permettent un frottement onctueux ou un frottement mixte. Du fait de leur consistance, elles sont stables au repos et se comportent comme un solide. En service, sous l'action des charges, elles réagissent comme un liquide : la fluidité augmente et se rapproche de celle de l'huile de base.

Fabrication : elles sont obtenues par dispersion d'agents épaississants (savons métalliques déterminant les propriétés physiques : consistance, etc.) dans une « huile » avec ou sans additifs représentant 85 à 97 % de la masse totale. Le graphite, le bisulfure de molybdène, le plomb (« extrême pression »), les colorants et les charges (talc…) sont les additifs les plus courants.

1. Propriétés des graisses

Consistance : c'est la propriété principale. Elle exprime la résistance à la déformation de la graisse. Étroitement liée à l'adhérence et à l'onctuosité, elle diminue lorsque la température augmente (« comportement du beurre »).
Point de goutte : il caractérise la tenue de la graisse à la chaleur en précisant la température de début de liquéfaction.
Point de solidification : il indique la température de début de solidification de la graisse.
Autres propriétés : résistance au cisaillement, qualité extrême pression, filmo-résistance, acidité…

Avantages des graisses par rapport aux huiles	Inconvénients des graisses par rapport aux huiles
– Permettent le graissage à vie – Étanchéité simplifiée, application aisée (même aux endroits difficiles d'accès) – Supportent mieux les chocs et vibrations, tiennent mieux aux vitesses lentes – Peuvent participer à l'étanchéité (permettent des jeux plus élevés) – Simplicité de conception et de mise en œuvre – Prix de revient modique	– Tendance au vieillissement (durcissent ou ramollissent selon les cas) – Ne conviennent ni aux vitesses élevées avec charges élevées ni pour les cas où il y a des échauffements, des températures élevées avec des calories à évacuer **Évolution des graisses** Les huiles de synthèse (diester, silicone) permettent un emploi à basses et hautes températures et les savons complexes (Li, Na, Ca) des températures élevées

Propriétés des graisses usuelles (bases : huiles minérales)

type de la graisse	nature du savon	aspect (point de goutte)	température d'utilisation	résistance					observations
				chaleur	eau	charges	vitesses	adhésivité	
au lithium**	lithium (Li)	butyreux (*) lisse (170/190°)	– 30 à 130 °C	*****	****	*****	****	***	Les plus utilisées, tous usages, multiservices. Allie les propriétés des autres graisses
calcique (à la chaux)	calcium (Ca)	butyreux (*) lisse (« rose ») (80/90°)	– 20 à 70 °C	*	*****	***	***	*	Insolubles dans l'eau prix faible, graissages courants peu sévères. Apte à l'étanchéité
sodique (à la soude)	sodium (Na)	fibreux (150/180°)	– 20 à 130 °C	****	*	****	****	****	pour roulements, sensible à l'eau, supporte vibrations et chaleur
à l'aluminium	à l'aluminium (Al)	butyreux (*) lisse (70/100°)	– 10 à 80 °C	*	*****	*	*	*****	faible résistance mécanique. Assez adhésives (chaînes…)

(*) butyreux : qui à l'apparence ou les caractères du beurre ; ** variantes avec huiles de synthèse (– 50 à 160 °C).

2. Classification

Le grade NLGI est la classification la plus usuelle. Il est lié à la valeur d'enfoncement d'un cône pesant posé (pendant 5 secondes) sur la surface aplanie de la graisse à tester, préalablement malaxée à 25 °C.

Grade NLGI	000	00	0	1	2	3	4	5	6
consistance	très fluide	fluide	semi-fluide	très molle	molle	moyenne	dure	très dure	extra dure
enfoncement cône pesant (en 0,1 mm)	445 à 475	400 à 440	355 à 385	310 à 340	265 à 295	220 à 250	175 à 205	130 à 160	85 à 115
utilisation	—	A	A-B	B-C	B-C-D-E	E	–	–	–

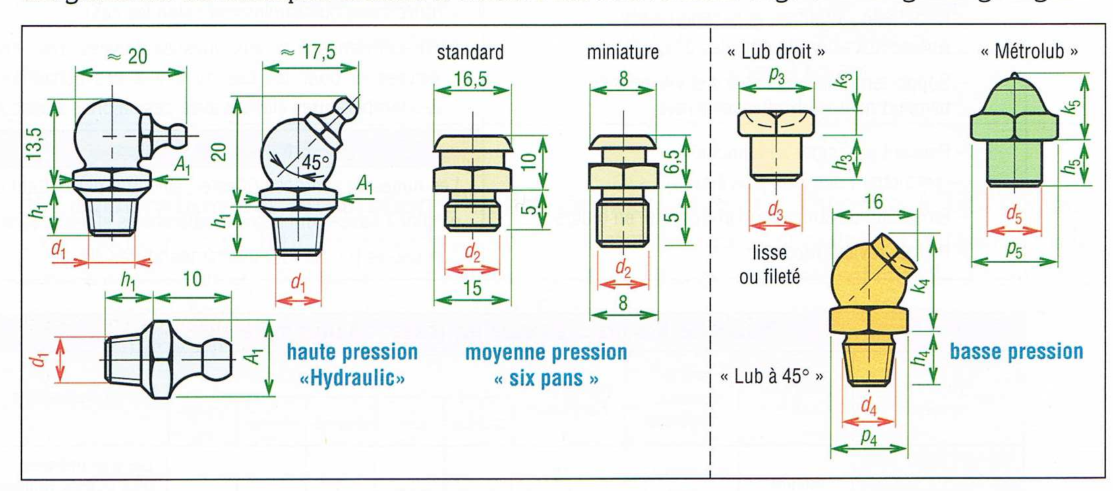
A = engrenages sous carter ; B = engrenages apparents, chaînes, câbles… ; C = articulations, cardans, chaînes ; D = graisses tous usages ; E = roulements, galets, axe vertical ; graissage centralisé : grades 0 et 1.

3. Principaux dispositifs de graissage

Voir quelques exemples chapitre 25 : montage de roulements.

a) Graissage par garnissage au montage : solution simple et usuelle, le graissage peut être à vie ou périodique, avec regarnissage après démontage et nettoyage lors des opérations de maintenance. La quantité de graisse prévue doit être suffisante, compte tenu de la durée de vie attendue et des conditions de fonctionnement (température...).

b) Utilisation des graisseurs : les graisseurs permettent le regraissage périodique sans démontage du dispositif. Pour éviter les excès de graisse, il y a lieu de prévoir des systèmes d'évacuation, en particulier pour la graisse usagée (chicanes, soupape à graisse, bouchon de vidange...).L'emploi des graisseurs automatiques diminue le nombre des interventions et garantit un graissage régulier.



6. Exemples de graisseurs usuels (acier zingué brillant, têtes « hydraulic » cémentées, trempées).

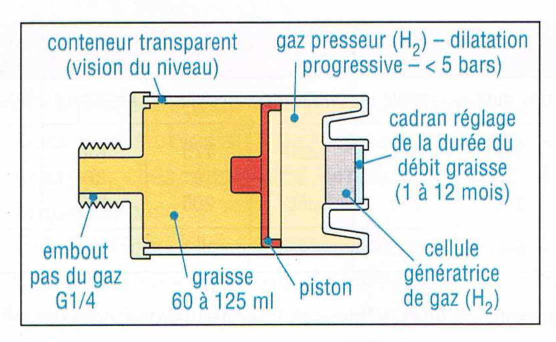
Extrait de dimensions de quelques graisseurs usuels (Técalémit)

d_1	h_1	A_1	standard	auto-taraudant	d_2	h_2
M6 × 1	2,7	7	*		M6 × 1	5
M6 × 1	5	7	*	*	M7 × 1	5
M7 × 1	5	8	*		M8 × 1	5
M8 × 1	5	9	*	*	M8 × 1,25	5
M8 × 1,25	5	10	*		M10 × 1	5
M10 × 1	5	11	*	*	M10 × 1,5	5
M10 × 1,5	7	11	*		M12 × 1,75	5

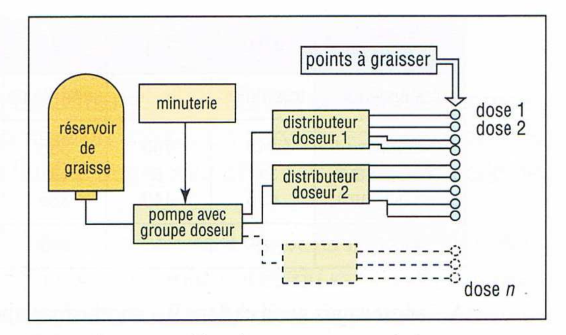
d_3	M6 × 1	M6 × 1	M8 × 1,25	M10 × 1,5	∅ 6	∅ 8
h_3	2,7	5	5	5	5	5
k_3	5,3	3	3	3	3	3
p_3	7	7	9	11	8	9

d_4	M6 × 1	M8 × 1,25	d_5	M6 × 1	∅ 6	∅ 8
h_4	5	5	h_5	5	7	8
k_4	16	16	k_5	8,5	9	9
p_4	11	11	p_5	7	7	7

c) Graissage centralisé : complètement automatisé, il est intéressant lorsque les points à lubrifier sont nombreux, jusqu'à plusieurs milliers, ou lorsque l'accès est difficile ou impossible. Il diminue les risques d'accident, les oublis, et évite l'arrêt des installations.
Le lubrifiant est envoyé sous pression, par intermittence, vers des distributeurs doseurs ou nourrices par une pompe avec réseau de canalisations. Les distributeurs doseurs, installés près des points à graisser, fournissent ensuite la dose prévue en chaque point.



7. Exemple de graisseur automatique (SKF...).



8. Installation simplifiée de graissage centralisé.



JOINTS D'ÉTANCHÉITÉ

OBJECTIFS

- Décrire et indiquer les caractéristiques, les propriétés et la classification des principaux joints d'étanchéité.
- Préciser les matériaux utilisés.

Les joints d'étanchéité, bien que passant inaperçus, sont des éléments à ne pas négliger. Une des raisons de l'explosion dramatique de la navette spatiale Challenger est justement la défaillance d'un joint non compatible.

I - Généralités

Définition : une enceinte est dite parfaitement étanche si aucune quantité de fluide qui y est contenu ne peut en sortir et si aucune particule (ou fluide) étrangère ne peut y entrer.

Paramètres à prendre en compte pour le choix d'une étanchéité	
– Nature du fluide à étancher	– Durée de vie souhaitée
– Pression du fluide (pointes)	– Tolérance d'une fuite
– Température et dilatation	– Compatibilité chimique entre le joint et le fluide à étancher
– Mouvement relatif des surfaces à étancher	– Porosité des matériaux
– Vitesse du mouvement	– Simplicité de la conception
– Formes des surfaces à étancher	– Contrôle de l'étanchéité
– Dimensions et tolérances	– Entretien, maintenance
– États de surface (rugosité)	– Aspect commercial

Il existe une grande variété de joints, qui peuvent cependant être classés en deux familles :
Les joints pour étanchéité statique : les surfaces à étancher restent immobiles l'une par rapport à l'autre.

Principaux dispositifs pour étanchéité statique				
sans joint (par écrasement)	joints indémontables	joints plats	joints profilés	joints particuliers
– cône/cône – sphère/cône – cône/cylindre	– brasure – soudure – collage	– homogènes – composites – pour brides	– toriques – 4 lobes …	– soufflets – diaphragmes – membranes

Les joints pour étanchéité dynamique : les surfaces à étancher sont mobiles ou en mouvement l'une par rapport à l'autre. Exemple : arbre/moyeu (voir chapitre 25 : montage de roulements).

Principaux dispositifs pour étanchéité dynamique		
par passage étroit * (sans frottement)	par effet * mécanique	dispositifs avec frottement
– chicanes – labyrinthes – manchons	– déflecteur centrifuge – rainure centrifuge – turbine à vis	– pour translation : joints profilés, segments – pour rotation : joints profilés à lèvres et garnitures mécaniques – rotation et translation : presse-étoupe

* Exemples page 289

Remarque : les principales sources de fuite sont les défauts de formes, les états (rugosités) des surfaces à étancher, les dilatations, la porosité des matériaux et leur non-compatibilité avec le milieu environnant.

II – Matériaux pour joints

De nombreux matériaux sont possibles : papiers, fibres diverses, composites (base : métallique, verre, carbone, céramique...), métaux (pour pressions et températures élevées), caoutchoucs et plastiques...

Cas des caoutchoucs et de certains plastiques : ils occupent une place de choix. La température et la compatibilité chimique avec le milieu sont les principaux paramètres pour les choisir.

Le nitrile, pour usages courants, et les élastomères fluorés, pour milieux plus agressifs et températures plus élevées (exemple : FPM), sont de loin les caoutchoucs les plus utilisés. Ils sont compatibles avec la plupart des huiles. Beaucoup de joints sont prévus pour des systèmes hydrauliques et doivent donc résister aux huiles et aux graisses. La plupart des élastomères changent de volume ou « gonflent « en présence d'huiles à base de pétrole. La résistance à la traction et la dureté sont de bons indicateurs sur la résistance à l'abrasion et à l'extrusion, qualités essentielles pour les joints dynamiques.

Caractéristiques essentielles des principaux matériaux pour joints d'étanchéité

matériau	abréviation	nom commercial	températures limites (°C)	dureté (Shore)	résistance compression	résistance à l'abrasion	non perméabilité aux gaz	résistances chimiques					qualités essentielles utilisation
								à l'air O_2, ozone	huiles minérales	acides	carburants	eau	
Nitrile (Butadiène Acrylonit.)	NBR	Perbunan Hycar Europrène	–50 à 120	30 à 90	A	C à B	B à C	C	A	B à C	A à B	A à C	huiles, eau, air comprimé ; éviter O_2, ozone, lumière ; pneumatique/hydraulique ; carburants pétroliers
Fluoro-carbone	FPM	Technoflon Viton. Fluorel	–20 à 200	70 à 90	B	B à D	A	A	A	A	A	A	lubrifiants, carburants hautes températures, ozone, O_2, solvants
Silicone	Q,MQ MVQ	Silopren Silastic Silicone	–55 à 250	45 à 80	C à B	variable	D	A	B à D	C à NR	A à C	C à NR	chaleur, froid, air chaud résiste au vieillissement, bons isolants résiste déchirement
Polyuréthane	AU, EU	Vulkollan Adiprène Urepan	–30 à 100	65 à 100	A	A	B à A	D	B à A	C à NR	A à C	D à NR	résistance abrasion et déchirement
Éthylène Propylène	EPDM	Buna, Keltan Dutral, Nordel	–55 à 125	50 à 80	C	A	D à C	A	C à NR	A à C	C	A à B	résistance, abrasion, air chaud esters, phosphates, fluides hydrauliques
Chloroprène Polychloropr.	CR	Néoprène Bayprène Butaclor	–40 à 100	30 à 90	D	C	B à C	B	B à A	B à C	A à C	B à C	ininflammable, résistance aux huiles de pétrole et intempéries
Butyl	IIR	Butyl Polysar	–40 à 120	40 à 80	D	C	A	B	C à NR	A à C	C	A à C	faible perméabilité, bon isolant

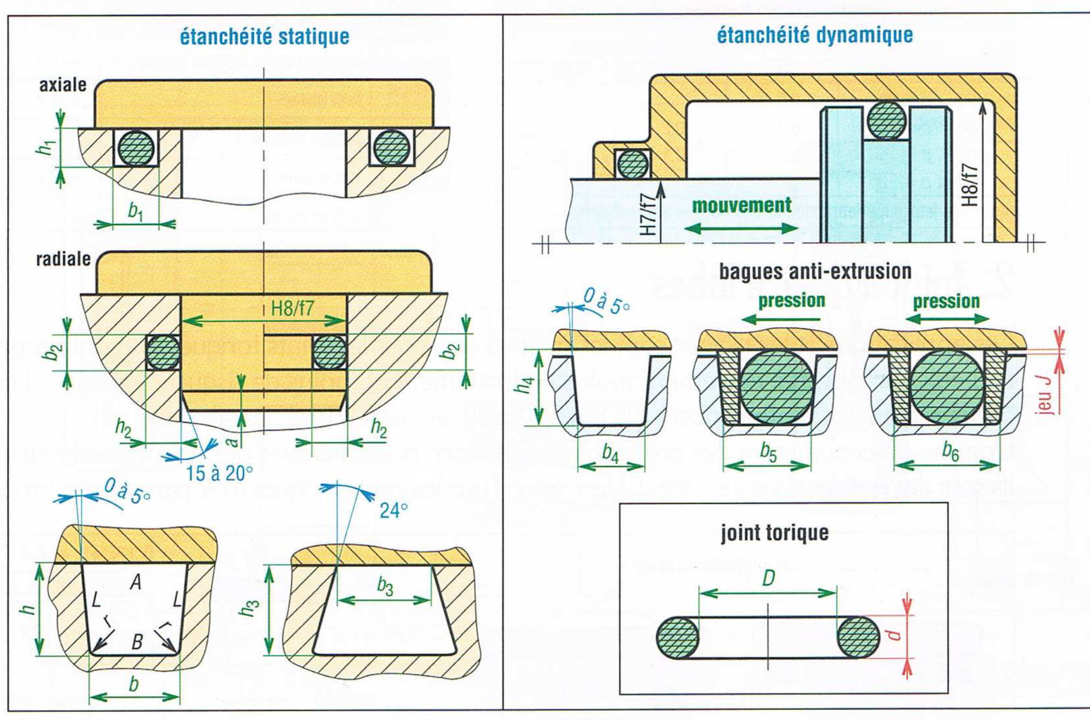
A : excellent, B : bon, C : moyen, D : passable, NR : non recommandé

III – Principaux joints normalisés

1. Joint torique

Très utilisé, il convient particulièrement aux applications statiques et à certaines applications dynamiques (vitesse réduite et pression modérée). Il est économique, léger, peu encombrant, facile à monter, fiable en service et nécessite peu d'entretien. Il est disponible dans des milliers de dimensions et dans de nombreuses nuances d'élastomères (nitrile, viton…).

Phénomène d'extrusion : l'action de la pression comprime le joint et l'applique avec force contre les surfaces de contact. Plus la pression est forte et plus l'élastomère doit être dur pour éviter l'extrusion ou l'expulsion du joint. L'extrusion dépend du jeu diamétral au montage, de l'intensité de la pression et de la dureté du joint. Un mouvement relatif augmente les risques. Les bagues anti-extrusion (PTFE…) permettent une correction.



1. Dimensions et caractéristiques de montage des joints toriques .

Principales dimensions des gorges

joint		étanchéité statique							
d	tolérance sur d	axiale h_1	axiale b_1	radiale h_2	radiale b_2	r ± 0,1	a	gorge trapézoïdale h_3	gorge trapézoïdale b_3 ± 0,05
1,78	± 0,08	1,3 à 1,4	2,4 à 2,6	1,4 à 1,45	2,4 à 2,6	0,3	1,5	1,25 à 1,3	1,45
2,62	± 0,09	2,0 à 2,1	3,6 à 3,8	2,1 à 2,2	3,6 à 3,8	0,3	1,5	2,05 à 2,1	2,15
3,53	± 0,10	2,7 à 2,8	4,8 à 5,0	2,8 à 2,9	4,8 à 5,0	0,6	1,8	2,8 à 2,85	2,90
5,33	± 0,13	4,3 à 4,4	7,1 à 7,3	4,4 à 4,5	7,1 à 7,3	1	2,7	4,55 à 4,63	4,40
6,99	± 0,15	5,8 à 5,85	9,5 à 9,7	5,8 à 5,9	9,5 à 9,7	1	3,6	5,85 à 5,93	5,90

	étanchéité dynamique				avec bagues anti-extrusion	
d	hydraulique h_4	hydraulique b_4	pneumatique h_4	pneumatique b_4	gorge trapézoïdale d'un côté b_5	gorge trapézoïdale des deux côtés b_6
1,78	1,45 à 1,5	2,4 à 2,6	1,5 à 1,55	2,3 à 2,5	3,5 à 3,7	4,6 à 4,8
2,62	2,25 à 2,3	3,6 à 3,8	2,3 à 2,35	3,1 à 3,3	4,7 à 4,9	5,8 à 6,0
3,53	3,1 à 3,15	4,8 à 5,0	3,2 à 3,25	4,2 à 4,4	5,8 à 6,0	6,8 à 7,0
5,33	4,7 à 4,75	7,1 à 7,3	4,9 à 4,95	6,4 à 6,6	8,7 à 8,9	10,2 à 10,4
6,99	6,3 à 6,4	9,5 à 9,7	6,55 à 6,6	8,4 à 8,6	12,0 à 12,2	14,4 à 14,6

Joints toriques et joints à quatre lobes : extrait de dimensions normalisées

d	diamètre intérieur *D* (en mm)														
1,78	2,57	2,90	3,68	4,47	5,28	6,07	7,65	9,25	10,82	12,42	14,00	15,60	17,17	18,77	20,35
	21,95	23,52	25,12	26,70	28,30	29,87	31,47	33,05	34,65	37,82	41,00	44,17	47,35	50,52	53,70
	56,87	60,05	63,22	66,40	69,57	72,75	75,92	82,27							
2,62	2,84	3,63	4,42	5,23	6,02	7,59	9,19	10,22	10,77	12,37	13,94	14,80	15,54	17,12	18,72
	20,29	21,89	23,47	25,07	26,64	28,24	29,82	31,42	32,99	34,59	36,17	37;77	39,34	40,94	42,52
	44,12	45,69	47,29	48,90	50,47	52,07	53,84	55,25	56,82	58,42	59,99	61,60	3,17	64,77	66,34
	67,95	69,52	71,12	72,69	75,87	82,22	88,57	94,92	101,3	107,6	114,0	120,3			
3,53	4,34	5,94	7,52	9,12	10,69	12,29	13,87	15,47	17,04	18,20	18,66	20,22	21,82	23,39	24,99
	26,57	28,17	29,74	31,34	32,92	34,52	36,09	37,69	40,87	44,04	47,22	50,39	53,57	56,74	59,92
	63,09	66,27	69,44	72,62	75,79	78,97	82,14	85,32	88,49	91,67	94,84	98,02	101,2	104,4	107,5
	110,7	113,9	117,1	120,2	123,4	126,6	129,8	132,9	136,1	139,3	142,5	145,6			
5,33	10,46	12,07	13,64	15,24	16,81	18,42	19,99	21,59	26,16	24,77	26,34	27,94	29,51	31,12	32,69
	34,29	37,47	39,20	40,64	43,82	45,20	47,00	50,17	53,35	56,50	59,70	62,86	66,05	69,20	72,40
	75,57	78,75	81,90	85,10	88,27	91,45	94,60	97,80	101,0	104,1	107,3	110,5	113,7	116,9	120,0
	123,2	126,4	129,5	132,7	135,9	139,1	142,2	145,4	148,5	151,8	158,1	164,5			
6,99	113,7	116,8	120,0	123,2	126,4	129,5	132,7	135,9	139,1	142,3	145,4	148,6	151,8	158,1	160,5
	164,5	170,8	177,2	183,5	189,9	196,2	202,6	215,3	228,0	240,7	253,4	266,1	278,8	291,5	304,2
	316,9	329,6	342,3	355,0	367,7	380,4	393,1	405,3							

Jeu j_{maxi} (indicatif) en fonction de la dureté

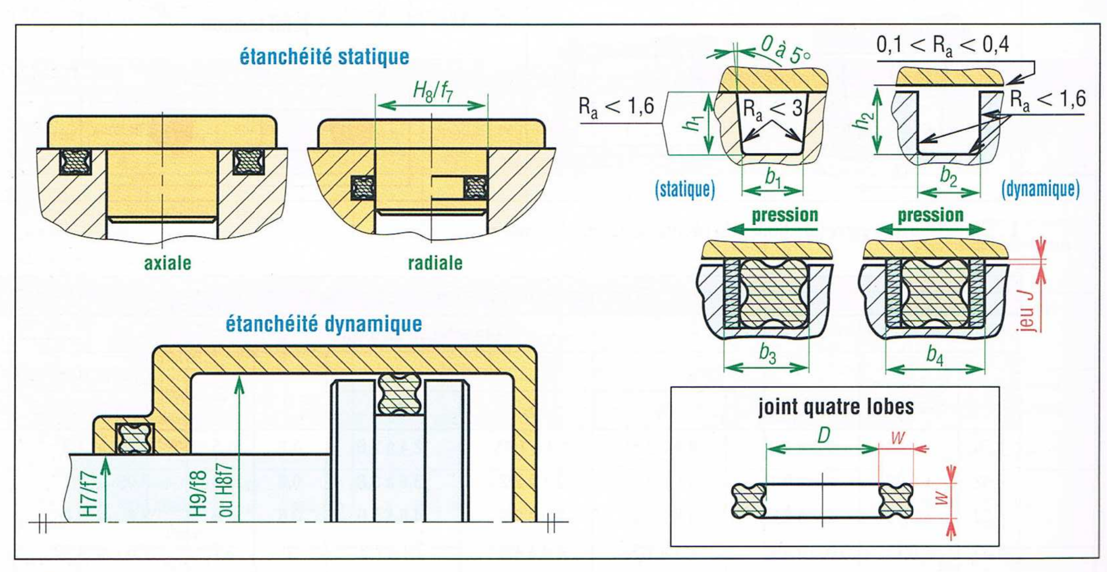
pression *p* (bars)	dureté (shore) de l'élastomère		
	70	80	90
$p \leqslant 60$	0,2		
$60 < p \leqslant 100$	0,1	0,2	
$100 < p \leqslant 160$		0,1	0,2
$160 < p \leqslant 250$			0,1
pour des jeux supérieurs ajouter des bagues anti-extrusion.			

États de surface des gorges

		R_a (µm)	R_t (µm)
étanchéité statique	fond de gorge *B* et surface d'étanchéité *A*	$\leqslant 1{,}6$	$\leqslant 12$
	faces latérales *L*	$\leqslant 3{,}2$	$\leqslant 20$
étanchéité dynamique	surfaces frottantes *A*	$\leqslant 0{,}4$	$\leqslant 5$
	fond de gorge *B*	$\leqslant 1{,}6$	$\leqslant 6{,}3$
	surfaces latérales *L*	$\leqslant 1{,}6$	$\leqslant 6{,}3$

2. Joint à quatre lobes

Les applications et les usages sont les mêmes que pour les joints toriques, ils sont un peu plus coûteux. On observe également moins de frottement et moins de risque de vrillage. De nombreux matériaux sont proposés : le nitrile (NBR), le viton (FPM), les silicones (SI)…
Comme précédemment, les pressions élevées sont possibles avec des bagues anti-extrusion.
Ils sont disponibles dans les mêmes dimensions que les joints toriques (voir paragraphe précédent).



2. Dimensions et caractéristiques de montage des joints à quatre lobes.

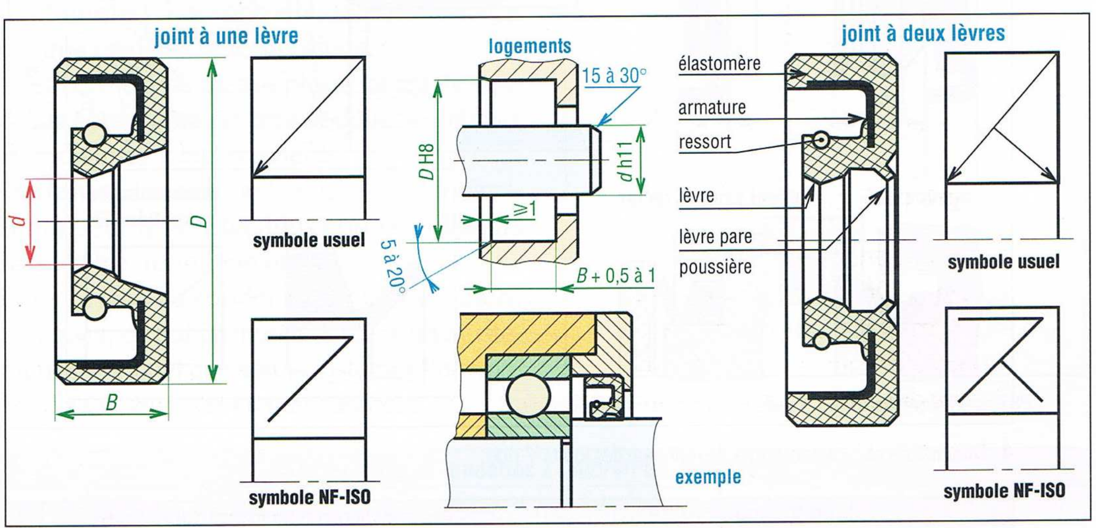
Principales cotes de montage

W	tolérances sur *W*	h_1 (statique)	h_2 (dynamique)	$b_1 = b_2$ ± 0,1	b_3 ± 0,1	b_4 ± 0,1	rayons
1,78	± 0,08	1,40 à 1,45	1,50 à 1,55	2,1	3,5	4,9	0,22
2,62	± 0,08	2,25 à 2,30	2,30 à 2,35	3,1	4,5	5,9	0,30
3,53	± 0,10	3,10 à 3,15	3,20 à 3,25	4,1	5,5	6,9	0,40
5,33	± 0,13	4,75 à 4,80	4,90 à 4,95	6,1	7,8	9,5	0,40
6,99	± 0,15	6,20 à 6,25	6,45 à 6,50	8,1	10,6	13,1	0,60

3. Joint à lèvres à contact radial

Ce sont des joints pour étanchéité dynamique, mouvement de rotation uniquement. Ils sont essentiellement utilisés avec les huiles et les graisses. Compacts, ils se composent d'une lèvre (nitrile, viton…) en forme de couteau, frottant radialement sur l'arbre. Un ressort jarretière, à spires jointives de forme torique, assure le maintien de contact lèvre/arbre.
Principales variantes : joint à une lèvre ; joint à deux lèvres, la lèvre supplémentaire est dite pare-poussière ; joints en tandem ; armature apparente ou non…
Conditions d'utilisation : ils doivent être utilisés sous de faibles pressions, moins de 1 bar, éventuellement 5 à 7 bars en ajoutant un support rigide.
La vitesse circonférentielle V au contact est limitée, à 8 à 14 m/s (NBR), 30 m/s (PTFE, FPM).

Caractéristiques de l'arbre		Caractéristiques du logement	
$0{,}2 \leqslant Ra \leqslant 0{,}8$ µm $1 \leqslant Rz \leqslant 4$ µm circularité IT8	dureté : 45 HRC si $V \leqslant 4$ m.s^{-1} 60 HRC si $V > 4$ m.s^{-1} ou 65 HRC avec le PTFE	armature enrobée (caoutchouc) $1{,}6 \leqslant Ra \leqslant 6{,}3$ µm $10 \leqslant Rz \leqslant 25$; $R_{max} \leqslant 25$ µm	armature apparente (métal) $0{,}8 \leqslant Ra \leqslant 3{,}2$ µm $6{,}3 \leqslant Rz \leqslant 10$; $R_{max} \leqslant 10$ µm
(défaut coaxialité maxi mm entre arbre et logement) divisé par ∅ arbre mm ≈ 0,03		(battement maxi mm) / vitesse arbre tr.min^{-1} ≈ 0,000 1	



3. Dimensions et caractéristiques des joints NBR = nitrile ; FPM = caout. fluoré ; ACM = polyacrylate ; SIL = silicone…

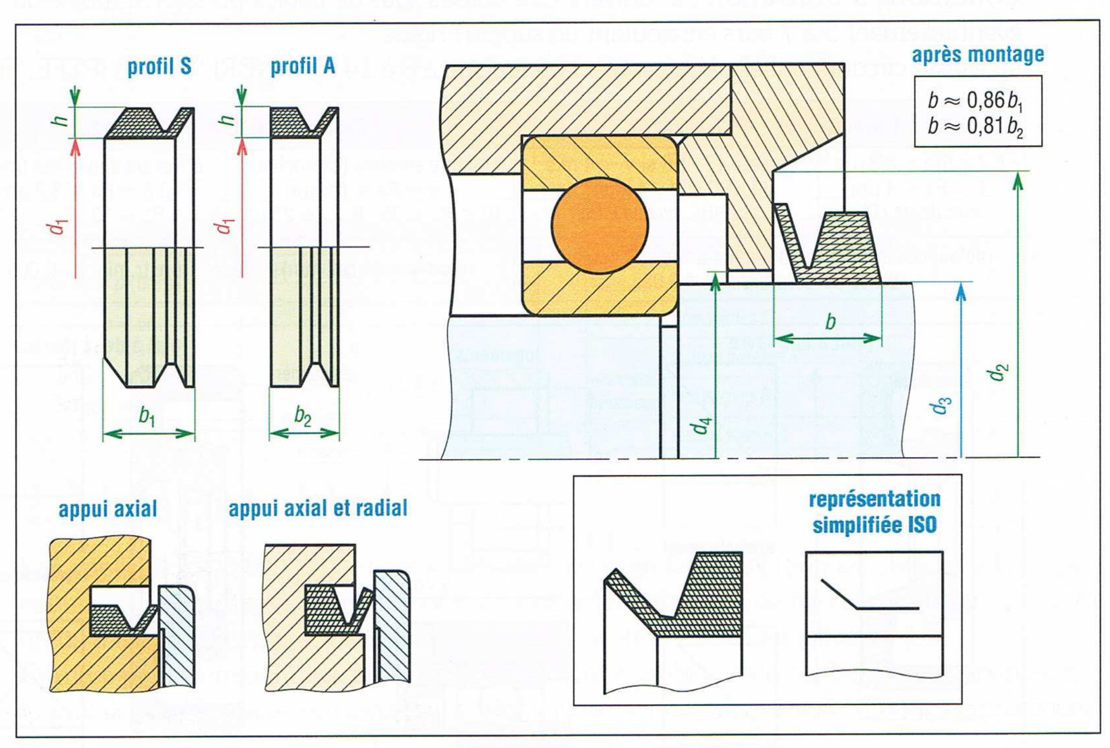
d	D	B	1 lèvre	2 lèvres
6	16	7	NBR	FPM
7	22	7	NBR-FPM	
8	22	7	NBR-FPM	FPM
	24	7	NBR-FPM	
9	22	7	NBR	FPM
	24	7	NBR	
10	22	7	NBR-FPM-PTFE	NBR
	26	7	NBR-FPM	NBR
12	24	7	NBR-FPM	
	28	7	NBR-ACM	NBR
15	24	7	NBR-FPM	NBR
	32	7	NBR-FPM-PTFE	NBR-FPM
17	28	7	NBR-FPM-PTFE	NBR
	35	7	NBR-FPM-PTFE	NBR-FPM
18	30	7	NBR-FPM-PTFE	NBR
	35	7	NBR-FPM	NBR
20	30	7	NBR-FPM-PTFE	NBR
	40	7	NBR-FPM-PTFE	NBR-FPM
22	35	7	NBR-FPM-ACM	NBR-PTFE
	40	7	NBR-FPM	
25	35	7	NBR-FPM	NBR-FPM
	40	7	NBR-FPM-PTFE	NBR-FPM
28	40	7	NBR-FPM	
	47	7	NBR-FPM-PTFE	
30	40	7	NBR-FPM-PTFE	NBR-FPM-PTFE
	47	7	NBR-FPM-PTFE	
32	45	7	NBR-PTFE	NBR-FPM
	52	7	NBR-FPM-PTFE	NBR-PTFE
35	47	7	NBR-FPM-SIL	NBR-SIL
	52	7	NBR-FPM-PTFE	NBR
38	52	7	NBR-FPM	NBR-FPM
	62	7	NBR-FPM	NBR
40	52	7	NBR-FPM-PTFE	NBR
	60	10	NBR-FPM	NBR-FPM
42	55	8	NBR-FPM-PTFE	NBR-FPM
	62	8	NBR-FPM	NBR
45	62	8	NBR-FPM-PTFE	NBR-FPM-ACM
	65	8	NBR-FPM-PTFE	

d	D	B	1 lèvre	2 lèvres
48	62	8	NBR-FPM	
	72	8	NBR-FPM	NBR
50	65	8	NBR-FPM	NBR-FPM
	72	8	NBR-FPM-PTFE	NBR-FPM
52	68	8	NBR-FPM	NBR
	72	8	NBR-FPM-PTFE	NBR-FPM
55	70	8	NBR-FPM-PTFE	NBR-FPM
	80	8	NBR-FPM-PTFE	NBR
58	72	8	NBR-FPM	
	80	10	NBR	NBR
60	75	8	NBR-FPM-PTFE	NBR-FPM
	80	8	NBR-FPM-PTFE	NBR-FPM
62	85	10	NBR-FPM	NBR
65	85	10	NBR-FPM-PTFE	NBR-FPM
	90	10	NBR-FPM	NBR-FPM-PTFE
70	90	10	NBR-FPM-PTFE	NBR
	100	10	NBR-FPM-PTFE	NBR
72	100	10	NBR-FPM-PTFE	NBR
75	95	10	NBR-FPM-PTFE	NBR-FPM
	100	10	NBR-FPM	NBR-FPM
78	100	10	NBR-FPM	NBR
80	100	10	NBR-FPM-PTFE	NBR-FPM
	110	10	NBR-FPM-PTFE	NBR-FPM
85	110	10	NBR-FPM-PTFE	NBR-FPM
	120	12	NBR-FPM	
90	110	12	NBR-FPM	NBR
	120	12	NBR-FPM	NBR
95	120	12	NBR-FPM-PTFE	NBR-FPM
100	120	12	NBR-FPM-PTFE	NBR-FPM
	130	12	NBR-FPM-PTFE	FPM
105	130	12	NBR-FPM-PTFE	NBR-FPM
	140	12	NBR-FPM	NBR
110	130	12	NBR-FPM-PTFE	NBR-FPM
	140	13	NBR-FPM-PTFE	NBR
120	140	13	NBR-FPM	NBR-FPM
	150	12	NBR-FPM	NBR

Défauts de coaxialité : pour éviter les faux ronds, sources de fuites, l'axe de l'arbre doit être coaxial à celui du logement recevant le joint. De même battement < 0,3.

d	20	40	80	120	160	200	240	280
coaxialité	0,05	0,15	0,25	0,28	0,32	0,33	0,34	0,35

4. Joint V-ring



4. Dimensions et caractéristiques de montage des joints V-ring.

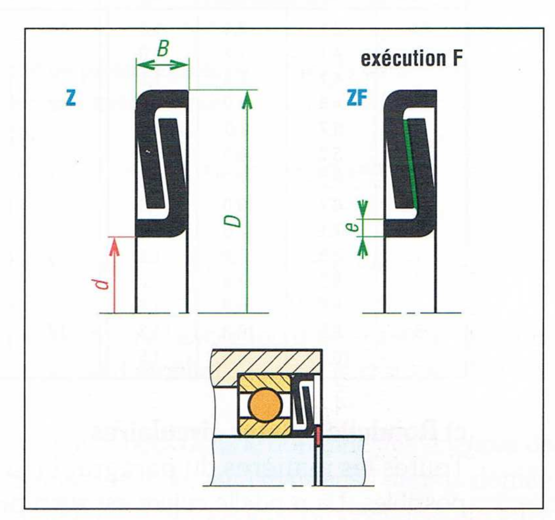
Joint V-Ring (à frottement axial) : extrait des principales dimensions normalisées

d_3 ∅ arbre	d_1	d_2 mini	d_4 maxi	h	b_1	b_2	d_3 ∅ arbre	d_1	d_2 mini	d_4 maxi	h	b_1	b_2
4,5 à 5,5	4	d_1+6	d_1+1	2	5,2	3,7	43 à 48	40	d_1+15	d_1+3	5	13,0	9,0
5,5 à 6,5	5	d_1+6	d_1+1	2	5,2	3,7	48 à 53	45	d_1+15	d_1+3	5	13,0	9,0
6,5 à 8	6	d_1+6	d_1+1	2	5,2	3,7	53 à 58	49	d_1+15	d_1+3	5	13,0	9,0
8 à 9,5	7	d_1+6	d_1+1	2	5,2	3,7	58 à 63	54	d_1+15	d_1+3	5	13,0	9,0
9,5 à 11,5	9	d_1+9	d_1+2	3	7,7	5,5	63 à 68	58	d_1+15	d_1+3	5	13,0	9,0
11,5 à 13,5	10,5	d_1+9	d_1+2	3	7,7	5,5	68 à 73	63	d_1+18	d_1+4	6	15,5	11,0
13,5 à 15,5	12,5	d_1+9	d_1+2	3	7,7	5,5	73 à 78	67	d_1+18	d_1+4	6	15,5	11,0
15,5 à 17,5	14	d_1+9	d_1+2	3	7,7	5,5	78 à 83	72	d_1+18	d_1+4	6	15,5	11,0
17,5 à 19,5	16	d_1+9	d_1+2	3	7,7	5,5	83 à 88	76	d_1+18	d_1+4	6	15,5	11,0
19 à 21	18	d_1+12	d_1+2	4	10,5	7,5	88 à 93	81	d_1+18	d_1+4	6	15,5	11,0
21 à 24	20	d_1+12	d_1+2	4	10,5	7,5	93 à 98	85	d_1+18	d_1+4	6	15,5	11,0
24 à 27	22	d_1+12	d_1+2	4	10,5	7,5	98 à 105	90	d_1+18	d_1+4	6	15,5	11,0
27 à 29	25	d_1+12	d_1+3	4	10,5	7,5	105 à 115	99	d_1+21	d_1+4	7	18,0	12,8
29 à 31	27	d_1+12	d_1+3	4	10,5	7,5	115 à 125	108	d_1+21	d_1+4	7	18,0	12,8
31 à 33	29	d_1+12	d_1+3	4	10,5	7,5	125 à 135	117	d_1+21	d_1+4	7	18,0	12,8
33 à 36	31	d_1+12	d_1+3	4	10,5	7,5	135 à 145	126	d_1+21	d_1+4	7	18,0	12,8
36 à 38	34	d_1+12	d_1+3	4	10,5	7,5	145 à 155	135	d_1+21	d_1+4	7	18,0	12,8
38 à 43	36	d_1+15	d_1+3	5	13,0	9,0	155 à 165	144	d_1+24	d_1+5	8	20,5	14,5

Ce joint est entièrement en élastomère (nitrile, viton...), à frottement axial, pour étanchéité dynamique. Sa lèvre, de forme conique, s'appuie sur une surface perpendiculaire à l'arbre et agit comme un déflecteur centrifuge qui éjecte boues, poussières, huiles, eau...
Disponible en grands diamètres, jusque 4 m, il supporte de plus grandes vitesses de rotation que le joint à lèvre radiale mais il est moins efficace. Il supporte un léger rotulage (1 à 4°).
Recommandations :
– Prévoir un appui ou blocage axial (utiliser le profil A) à partir de 8 m/s pour le nitrile (NBR) et 6,5 m/s pour le viton (FPM).
– Prévoir un appui ou blocage radial supplémentaire à partir de 12 m/s (nitrile) et 10 m/s (viton). À 18 m/s la lèvre ne frotte plus.
Rugosité surface d'appui : $1{,}6 \leqslant R_a \leqslant 3{,}2$ sans lubrification ; $R_a \leqslant 10$ avec lubrification.

5. Déflecteurs ou rondelles Z

Utilisés avec les roulements, ce sont des joints à chicanes, emboutis en tôle d'acier phosphatée et revêtue, pour étanchéité dynamique. La rondelle tournante agit comme un déflecteur centrifuge.
Il est possible de mettre plusieurs jeu de rondelles côte à côte ou encore de les combiner avec d'autres joints standards.
Variante : l'exécution F, floquée, est intéressante pour les protections contre polluants secs : sable, terres, ciment...
Les portées de rondelles sont légèrement coniques, ce qui permet d'assurer un ajustement serré quel que soit l'ajustement normalisé choisi pour le roulement associé.



5. Déflecteurs ou rondelles Z. Autre exemple page 289.

Déflecteurs ou rondelles Z : extrait de dimensions																							
d	D	B	e	Z	ZF	d	D	B	e	Z	ZF	d	D	B	e	Z	ZF	d	D	B	e	Z	ZF
10	26	4	1	*	-	20	42	5	1,25	*	*	35	80	6	1,5	*	*	55	90	6	1,5	*	-
	30	4	1	*	*		47	5	1,25	*	*	40	68	6	1,5	*	*		100	7	1,5	*	-
12	28	4	1	*	-		52	5	1,25	*	*		80	6	1,5	*	*	60	95	6	1,5	*	-
	32	4	1	*	*	25	47	5	1,25	*	*		90	6	1,5	*	*		110	7	1,5	*	-
	37	4	1	*	*		52	5	1,25	*	*	45	75	6	1,5	*	*	65	100	7	1,5	*	-
15	32	4	1	*	*		62	6	1,5	*	*		85	6	1,5	*	*		120	7	1,5	*	-
	35	4	1	*	*	30	55	5	1,25	*	*		100	6	1,5	*	*	70	110	7	1,5	*	-
	42	5	1,25	*	*		62	6	1,5	*	*	50	80	6	1,5	*	*		125	7	1,5	*	-
17	35	4	1	*	*		72	6	1,5	*	*		90	6	1,5	*	*	75	115	7	1,5	*	-
	40	4	1	*	*	35	62	6	1,5	*	*		110	6	1,5	*	*		130	7	1,5	*	-
	47	5	1,25	*	*		72	6	1,5	*	*							80	140	7	1,5	*	-

6. Joints plats pour étanchéité statique

a) Joints plats

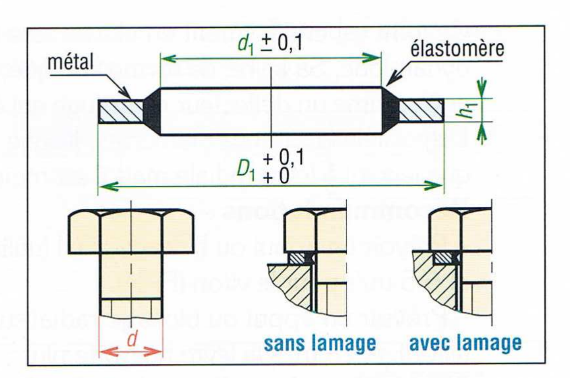
Il en existe une très grande variété. Toutes les dimensions et toutes les formes sont possibles mêmes les plus complexes. Les matériaux disponibles sont aussi très divers : papiers, liège, fibres, élastomères, plastiques, métalliques, semi-métallique ou métalloplastique, composites, joints imprimés... Exemples : joints de carter, pompes, culasses, moteur...

b) Rondelles BS (U-Seal)

Elles se composent d'une rondelle métallique, en acier anti-corrosion, à l'intérieur de laquelle est collé (vulcanisé) un anneau de forme trapézoïdale en élastomère.

Elles permettent d'assurer l'étanchéité statique des têtes de vis, boulons et raccords à vis ou à brides.

Variantes : anneau élastomère à l'extérieur, éléments en acier revêtu, acier inox, NBR, FPM... $R_a \leqslant 3$; $p < 1\,000$ MPa avec lamage.



6. Rondelles BS.

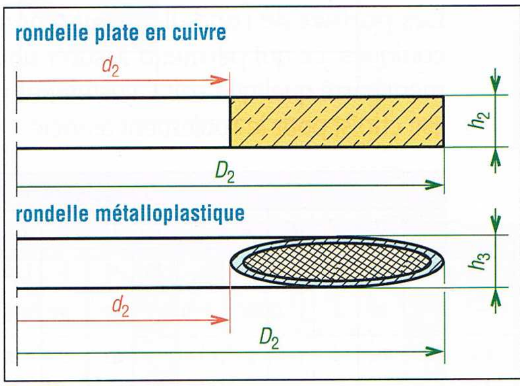
Rondelles U-Seal : extrait de dimensions											
d	d_1	D_1	h_1	d	d_1	D_1	h_1	d	d_1	D_1	h_1
2,5	3,1	6,4	1,3	10	11,4	16,3	1,5	20	22,7	28,0	2,0
3	4,1	7,2	1,0		11,8	18,5	1,5		24,7	32,0	2,0
	4,1	7,3	1,3		12,7	20,0	1,5	24	27,2	36,0	2,0
3,5	4,5	7,0	1,0	12	13,7	20,0	1,5		28,7	37,0	2,0
4	5,7	9,0	1,0		13,7	22,0	1,5	27	31,0	39,0	2,0
	5,7	10,0	1,0		14,7	22,0	1,5		33,7	42,0	2,0
5	6,2	9,2	1,0	14	16,0	22,7	1,5		34,3	43,0	2,0
	6,7	10,0	1,0		16,7	24,0	1,5	30	36,7	46,0	2,0
6	7,1	12,0	1,0		17,4	24,0	1,5	33	40,0	51,0	2,5
	7,3	10,2	1,0	16	18,0	24,7	1,5	36	42,7	53,0	3,0
7	8,5	13,4	1,0		18,7	26,0	1,5		48,7	59,0	3,0
	8,7	16,0	1,0		20,7	28,0	1,5	39	51,7	63,5	3,4
8	9,3	13,3	1,3	18	21,5	28,7	2,5	42	53,3	64,5	3,0
	10,7	16,0	1,5					48	60,7	73,0	3,0

c) Rondelles plates circulaires

Toutes les matières du paragraphe a sont possibles. La rondelle cuivre est aussi proposée en aluminium, inox, fibres....

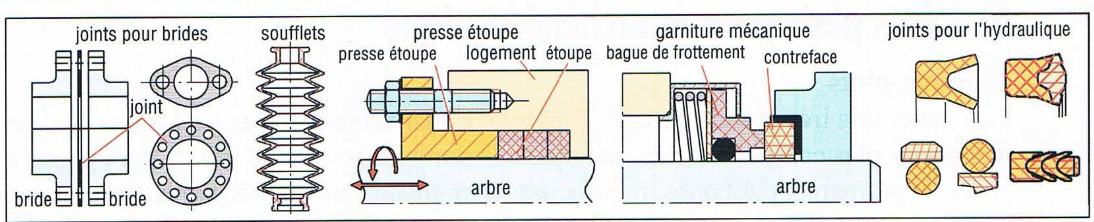
La rondelle métalloplastique peut avoir une enveloppe extérieure en acier, cuivre, inox, plomb, argent, nickel, l'intérieur être en amiante, PTFE...

Il existe de multiples variantes pour brides : joints spiralés, à jaquette... (voir CD-ROM).



7. Joints plats.

Joints plats circulaires cuivre et métalloplastique											
d_2	D_2	h_2	h_3	d_2	D_2	h_2	h_3	d_2	D_2	h_2	h_3
4	8	1-1,5	1,5	14	18	1-1,5-2	2	24	29	1-1,5-2	2,5
5	9	1-1,5	1,5		20	1-1,5-2	2		32	1-1,5-2	2,5
6	10	1-1,5	1,5	16	20	1-1,5-2	2	26	34	1-1,5-2	2,5
	12	1-1,5	1,5		22	1-1,5-2	2	30	38	1-1,5-2	2,5
8	12	1-1,5	1,5	18	22	1-1,5-2	2	36	42	1-1,5-2	2,5
	14	1-1,5	1,5		24	1-1,5-2	2	38	44	1-1,5-2	2,5
10	15	1-1,5-2	1,5	20	24	1-1,5-2	2	40	47	1-1,5-2	2,5
	18	1-1,5-2	1,5		26	1-1,5-2	2	42	50	1-1,5-2	2,5
	20	1-1,5-2	1,5	22	27	1-1,5-2	2	48	56	1-1,5-2	2,5
12	16	1-1,5-2	2		30	1-1,5-2	2	50	57	1-1,5-2	2,5
	18	1-1,5-2	2								



8. Autres joints usuels.



NOTION DE PROJET ET DE PRODUIT

Objectifs

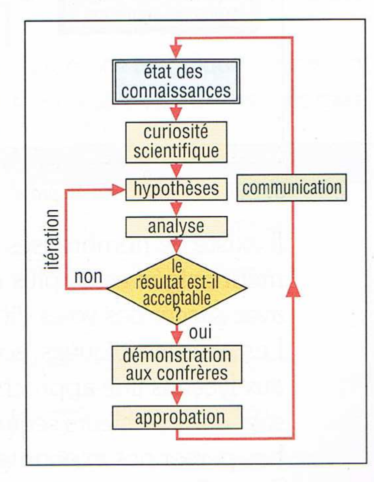
- Expliquer la démarche de projet, la comparer avec la démarche scientifique et en indiquer les principales étapes.
- Définir la notion de produit.
- Décrire quelques graphes utilisés pour la conduite des projets.

La démarche de projet, « design process », consiste à concevoir, innover, créer et réaliser un produit à partir d'un besoin à satisfaire. C'est à la fois un art et une science.
Le produit envisagé peut être entièrement nouveau ou être l'évolution d'un système existant. Dans presque tous les cas, le processus de création ou d'amélioration est le résultat d'un travail d'équipe.
Les concepteurs de produits doivent avoir des connaissances dans le domaine des sciences de bases (mécanique, électricité, électronique, statistiques, chimie, etc.) mais aussi dans le domaine des sciences de l'ingénieur et du technicien (matériaux, composants, productique, etc.). De plus, ils devront avoir la capacité à communiquer leurs idées à la fois graphiquement (dessin industriel, graphes) et oralement (exposés, conférences, etc.) et avoir des connaissances en économie, marketing et publicité.

I - Démarche scientifique et démarche de projet

1. Démarche scientifique

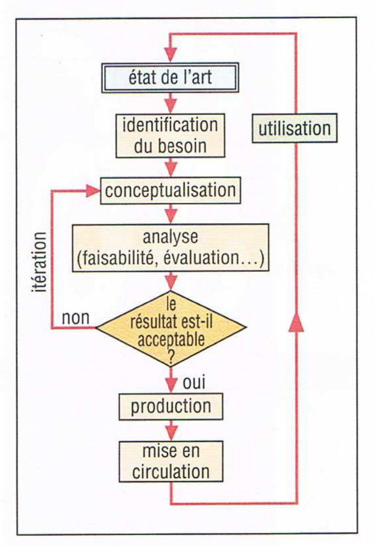
Elle commence avec la curiosité scientifique qui résulte de l'insatisfaction concernant les domaines non explorés des sciences. Des chercheurs intéressés, une équipe, émettent un certain nombre d'hypothèses pouvant répondre au problème posé. Les hypothèses sont ensuite vérifiées et testées par analyse : calculs, expérimentations… Si les résultats obtenus ne sont pas satisfaisants, les hypothèses sont modifiées puis l'analyse recommencée, et ceci autant de fois qu'il le faudra jusqu'à complète satisfaction, ou abandon. Une fois au point, les résultats et la démonstration sont soumis aux confrères de la même discipline pour approbation et validation. Si l'approbation est obtenue, les découvertes réalisées sont communiquées à la communauté scientifique et viennent enrichir l'état des connaissances.



1. Démarche scientifique.

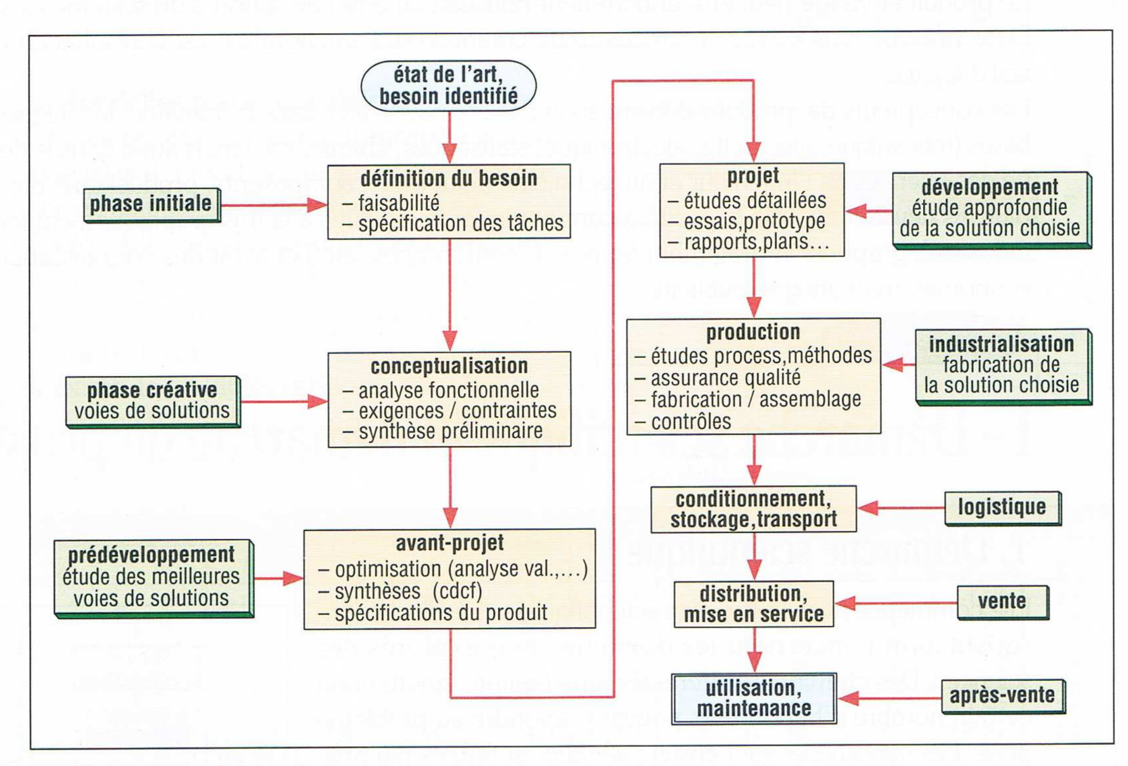
2. Démarche de projet

Elle démarre avec l'identification d'un besoin qui résulte de l'insatisfaction concernant les domaines non explorés de l'état de l'art : marché, produits existants, composants, matériaux, connaissances technologiques, procédés de fabrication…
Des concepteurs intéressés, une équipe, imaginent un certain nombre d'idées ou de concepts pouvant satisfaire le besoin identifié. La faisabilité technique et économique de ces concepts est vérifiée et évaluée par analyses (coûts, valeur, performances, fiabilité, etc.), études et essais.
Si les résultats obtenus ne sont pas satisfaisants, les concepts sont modifiés puis de nouveau analysés jusqu'à satisfaction ou abandon.
Une fois au point, la solution retenue est soumise à approbation auprès de responsables du projet. Si l'approbation est obtenue, le produit est développé, fabriqué, diffusé, mis en service et vient enrichir l'état de l'art.



2. Démarche de projet.

II - Principales étapes d'un projet



3. Différentes étapes d'un projet.

Il existe de nombreuses combinaisons possibles pour créer un produit. La procédure réellement exigée est le plus souvent très complexe. De plus, de nombreux créateurs ont utilisés avec succès des voies différentes.
Les phases indiquées, sous forme de séquences, ont été retenues pour fournir aux étudiants et aux lycéens une approche simplifiée. Certaines analyses et certaines tâches peuvent être réalisées dans plusieurs séquences successives.
Les personnes expérimentées pourront choisir une voie plus en rapport avec leurs méthodes de travail.

1. Phase initiale - Définition du besoin

L'écoute du marché (marketing) permet, à partir d'études diverses et d'enquêtes, de rechercher, d'identifier et de définir des besoins existants non encore satisfaits.
Faisabilité : étude permettant de savoir si on a les moyens techniques et économiques de mener à bien le projet envisagé. Quelles sont les possibilités de création? De quelle marge de manœuvre dispose-t-on?
Spécification des tâches : elle consiste à faire l'inventaire (sous forme de cahier des charges, de planning prévisionnel, etc.) des paramètres, critères et données qui serviront à contrôler la conduite du projet et les travaux à entreprendre (Planification).

2. Conceptualisation - Phase de créativité

Dans un premier temps, le travail consiste à faire des propositions d'idées pour réaliser le produit. Toutes les solutions alternatives sont développées à partir d'analyses diverses (fonctionnelle, faisabilité, maintenabilité, etc.) et évaluées sous forme de concepts : fonctions, exigences, contraintes, critères de construction, fonctionnement, assurance qualité…
Synthèse préliminaire : elle fait le bilan des voies de solution possibles et établit les limites et les contraintes à la conception envisagée.

Exemples de critères de construction		
accessibilité	recyclabilité ou destruction	manutention
réglages, mises au point	composants achetés, matériaux	fixations
cablages, connexion	entretien et lubrification	environnement
étalonnages, calibrage	tableau de bord ou de commande	maintenabilité
emballage, montage	aptitude à la production	fiabilité
dispositifs de surveillance	normalisation et standardisation	maintenance
facteurs humains	sécurité et sûreté	interchangeabilité

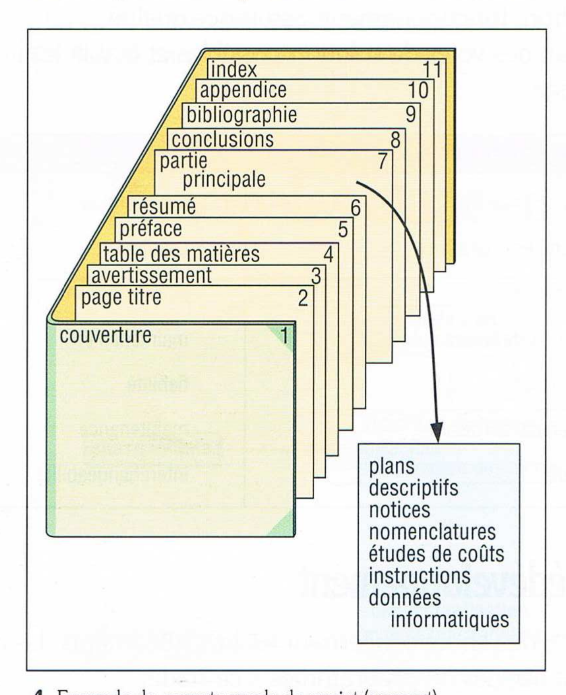
3. Avant-projet - Phase de prédéveloppement

Cette phase est essentielle, car 70 à 80 % des choix concernant les investissements, les coûts de la production et valeur du produit sont décidés ou programmés à ce stade.
Optimisation : chaque voie de solution est approfondie : étude des options choisies, ébauche de la définition, analyse de la valeur, analyse des coûts, des délais, des performances, de la fiabilité, des risques… Plans et modèles de fonctionnement, étapes de production…
Synthèse : elle fait un bilan et propose la (ou les) meilleure solution avec recommandations, justifications, chiffrages…
Spécifications techniques du produit : c'est le document de référence technique définissant le produit envisagé et qui sera utilisé dans les phases suivantes pour en réaliser les diverses parties.

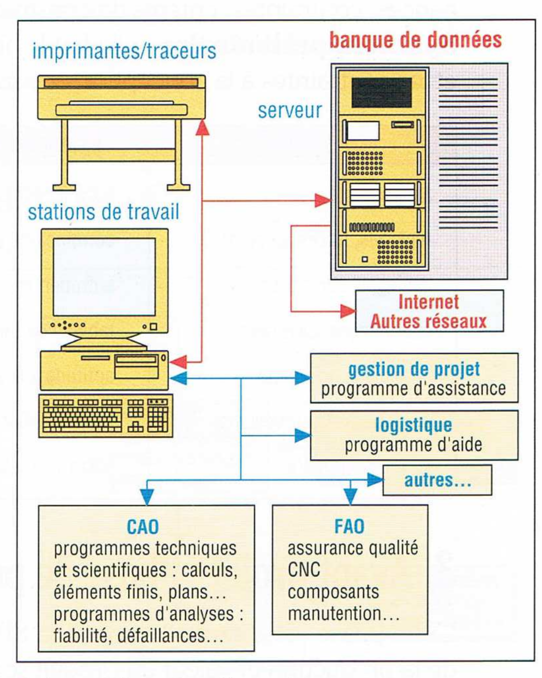
Exemples de critères entrant dans la spécification d'un produit				
performances	ergonomie	qualité	maintenance	procédés
coût de production	sécurité	fiabilité	emballage	environnement
durée de vie	autonomie	quantités	transport	taille
temps d'exploitation	service	matériaux	brevets	manutention
éléments standards	normes	clients	politique	poids
contrôles/essais	esthétique	finition	contraintes	concurrence

4. Phase développement

Objectif : faire l'étude détaillée de la solution définitivement retenue.
Études détaillées : la solution retenue est mise en forme concrètement et testée à partir des lois scientifiques et des techniques de l'ingénieur : calculs, études graphiques, études techniques diverses…
Essais expérimentaux et prototype : les tests peuvent être réalisés à partir de modèles informatiques (CAO) ou sur des modèles réels (maquette, modèle à échelle, prototype). Sont vérifiées les caractéristiques, la faisabilité, la durabilité, l'esthétique…
Plans, rapports, banques de données CAO : toutes les caractéristiques de la solution finale étant connue et parfaitement définie, cette phase consiste à produire et à rassembler tous les documents (plans, croquis, graphiques, bilans, rapports, notices, nomenclatures, analyses de coûts…) nécessaires à la description détaillée et à la définition correcte et complète du produit.
Les documents doivent être utilisables à des fins contractuelles (appels d'offre, négociations, contrats) et leur reproduction doit être aisée.



4. Exemple de compte rendu de projet (rapport).



5. Aspect informatique d'un projet.

III – Notion de produit

Un produit est prévu, conçu et fabriqué pour répondre et satisfaire aux besoins d'un utilisateur.
Le mot produit englobe tous les articles ou objets commercialisables issus d'opérations de production ou de service.
Principales familles de produits :

a) Produits matériels : composants mécaniques, électriques, électroniques, matières premières, produits alimentaires, équipements divers (automobiles, camions, engins, trains, avions, etc.), installations complexes (usines clé en main, centrale électrique, barrage, etc.)…

b) Produits liés à l'information ou à la communication : livres, magazines, journaux, documentations, cassettes vidéo, émission TV, film, logiciels…

c) Services : études, réparations, devis, transports, communication téléphonique, action de formation, prestations hospitalières, bancaires, hôtelières touristiques…

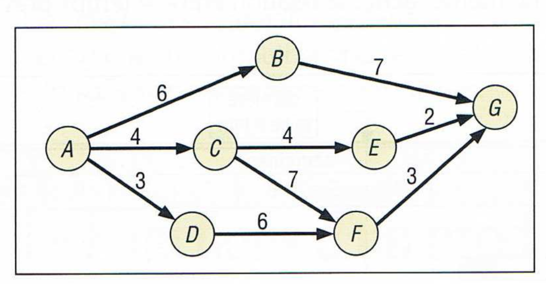
IV - Exemples de graphes utilisés pour la gestion des projets

Un même projet peut regrouper des milliers de tâches ou d'activités qu'il est nécessaire de gérer dans le temps. À cette, fin de nombreux graphes sont utilisables : courbes de coûts, organigrammes, histogrammes, Pert, diagramme de Gantt…
Il existe de nombreux logiciels (gestion de projet) d'assistance.

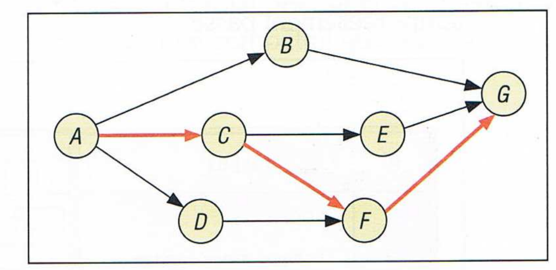
1. Pert (*Program evaluation and review technique*).

Ce graphe, sous forme de réseau, permet de décrire, au cours du temps, les interactions entre les différentes phases ou étapes d'un projet dont les données et le plan de développement sont connus.
Il met en évidence le chemin critique ou itinéraire de plus longue durée pour parvenir à l'objectif fixé.
La présentation offre des variantes ; il est possible de travailler avec des durées statistiques.

Exemple 1



6. Graphe ou planning Pert.



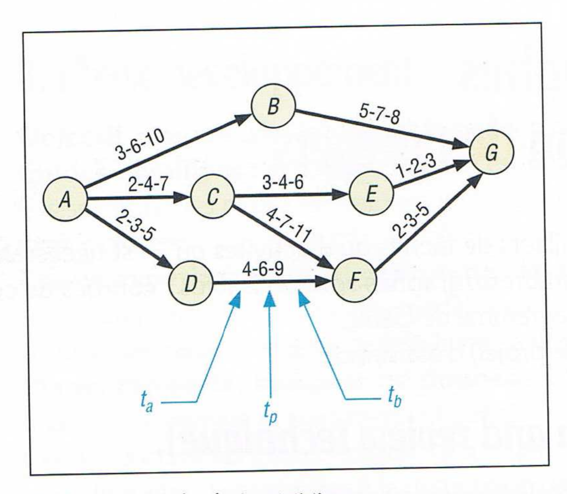
7. Mise en en évidence du chemin critique.

événement ou tâche	tâches précédentes	durée tâche t_p (jours)	T_E (jours)	T_L (jours)	marge M (jours)
B	A	6	6	7	1
C	A	4	4	4	0
D	A	3	3	5	2
E	C	4	8	12	4
F	D C	6 7	11	11	0
G	B E F	7 2 3	14	14	0

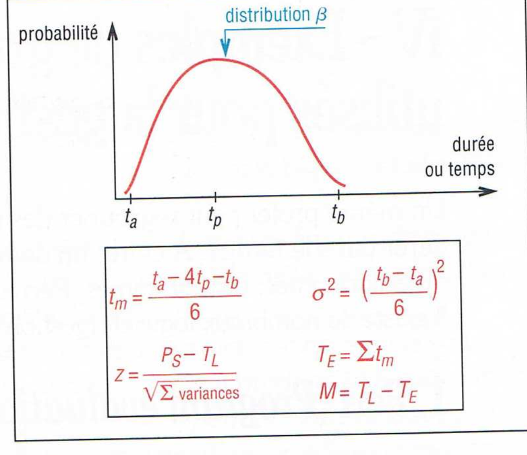
Les tâches C et D doivent être terminées avant de commencer l'étape F. De même B, E et F doivent être accomplies avant G. A représente le départ et G l'arrivée ou le dernier jour. t_p indique la durée de la tâche.
T_E indique la date au plus tôt de la fin d'une tâche qui ne peut pas être terminée avant cette date. T_L précise la date de fin de tâche au plus tard ; si la durée dépasse la valeur T_L l'ensemble du projet prend du retard et les étapes suivantes sont décalées.
La marge M ($M = T_L - T_E$) précise le délai ou la tolérance possible pour exécuter une tâche (si $M = 0$ aucun délai ne peut être toléré).

Exemple 2

Variante de l'exemple précédent avec des durées statistiques.
L'ordre des tâches reste le même. La durée de chaque tâche varie entre une valeur minimale ou optimiste (t_a) et une valeur maximale ou pessimiste (t_b). (t_p) représente la durée la plus probable. Pour chaque tâche (t_m) indique la durée prévisible ou attendue et (σ^2) la variance (voir formules **fig. 9**).



8. Variante avec des durées statistiques.

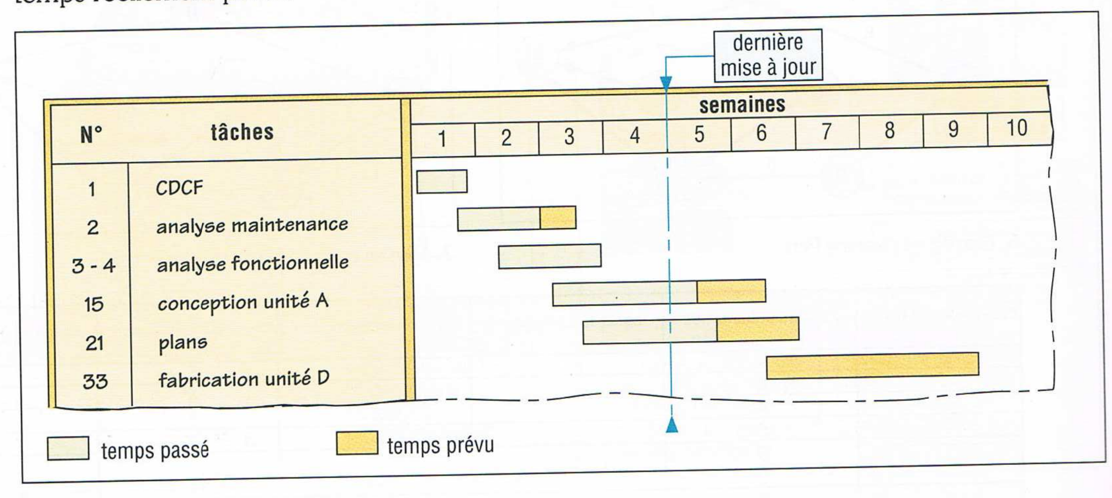


9. Distribution typique et formules usuelles.

2. Graphe ou diagramme de Gantt

Ce diagramme à barres horizontales particulier aux multiples possibilités met en évidence la durée d'une tâche, d'une intervention, d'un cycle de fabrication, la charge d'un opérateur, d'une équipe...

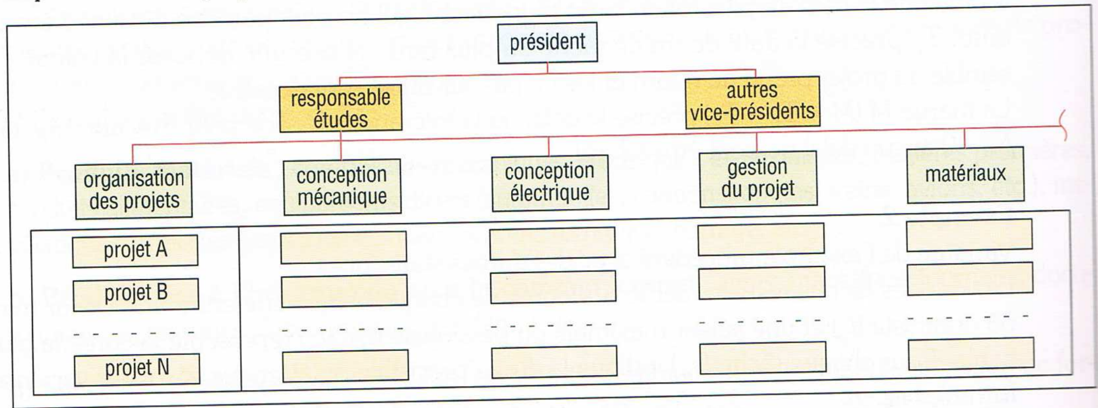
Il peut également faire apparaître, pour une même tâche, la relation entre le temps prévu et le temps réellement passé.



10. Graphe de Gantt.

3. Organigramme d'organisation

L'organigramme, de forme matricielle, permet pour un projet (noté A, B...) de connaître les départements impliqués, le nom des responsables, les intervenants...



11. Organigramme de forme matricielle.

37 MÉTHODES D'ANALYSE ET CAHIER DES CHARGES FONCTIONNEL

Objectifs

- Définir les fonctions d'un produit.
- Donner les principes de l'analyse fonctionnelle, de l'analyse de la valeur, de l'AMDEC et du cahier des charges fonctionnel (CdCF).
- Indiquer quelques méthodes pour pratiquer l'analyse fonctionnelle.

Ces méthodes sont utilisées dans les premières phases d'un projet pour étudier, analyser et décortiquer un produit envisagé dans le but de le rendre aussi compétitif que possible et lui donner le maximum de caractéristiques.

I - Fonctions d'un produit

Pour s'assurer qu'un produit puisse satisfaire les besoins d'un client il faut s'occuper en priorité des services qu'il rend. La notion de fonction met en œuvre ce principe, elle est un élément fondamental de l'analyse de la valeur et du cahier des charges fonctionnel (CdCF).
Dans ce type d'analyse, le produit est considéré comme un ensemble fonctionnel, assurant un certain nombre de fonctions, et non pas uniquement comme un assemblage de pièces ou de composants.

1. Notion de fonction

Fonction : c'est une action réalisée par un produit, ou un constituant, exprimée sous forme d'un but à atteindre.
Écriture : on utilise un verbe à l'infinitif qui dit ce que fait le produit, suivi par un complément : sur qui ou sur quoi agit le produit.

Exemple : « transporter le conducteur » est l'une des fonctions d'une automobile.

Remarque : les fonctions sont indépendantes des solutions qui les réalisent. Par exemple, à la fonction « transporter le conducteur » correspondent plusieurs solutions possibles : véhicule monocorps, berline essence, break diesel…

2. Différents types de fonctions

Un même produit assure en général un grand nombre de fonctions de natures différentes dont certaines sont plus importantes que d'autres. Dans certains cas (analyse de la valeur, CdCF), il est nécessaire de les différencier, de les classer et de les hiérarchiser.

a) Fonctions de service

Définition : fonctions liées au service ou à l'usage d'un produit, elles décrivent ou définissent une action du produit répondant à un besoin ou une attente de l'utilisateur.

Remarque : les fonctions de service déterminent la valeur d'un produit : celle appréciée par l'utilisateur ; leur parfaite réalisation est essentielle : le produit doit en effet faire correctement ce pourquoi il a été prévu.

Suivant les besoins, une fonction de service peut être classée en fonction d'usage ou d'estime, en fonction principale ou complémentaire, en contrainte.

Fonction d'usage : c'est une fonction de service liée à l'aspect utilitaire du produit («définit l'utilité matérielle d'un produit »).

Exemple : « corriger la vue » est une fonction d'usage pour une paire de lunettes.

Fonction d'estime : c'est une fonction de service ayant un impact psychologique ou affectif sur l'utilisateur du produit (esthétique, « image », style...).

Remarque : ces fonctions font choisir un produit particulier parmi d'autres ayant les même fonctions d'usage.

Exemple : « avoir une image sportive » est une fonction d'estime pour une automobile.

b) Fonctions principale et complémentaire - contraintes

Ces notions s'utilisent de la même manière avec les fonctions de service et les fonctions techniques.

Fonction principale : fonction essentielle du produit, elle justifie sa création. Un même produit peut avoir plusieurs fonctions principales.

Exemple : « couper le gazon » est la fonction de service principale d'une tondeuse à gazon. « Ramasser le gazon coupé » peut en être la seconde.

Fonctions complémentaires : elles rassemblent toutes les fonctions, de service ou techniques, complémentaires aux fonctions principales du produit.

Remarque : elles peuvent traduire des compléments ou des extensions possibles (options).

Exemple : « être adaptable au 220 V du secteur » est une fonction de service complémentaire d'un baladeur CD à piles.

Fonction contrainte ou contrainte : ce sont des fonctions complémentaires particulières imposant des limites aux fonctions principales.

Remarque : elles traduisent des réactions, résistances ou adaptations aux éléments extérieurs du produit : environnement, intempéries, support, normes, interchangeabilité, brevets, coûts, concurrence...

Exemple : « avoir des phares blancs » est une contrainte de service imposée aux automobiles par les normes européennes.

c) Fonctions techniques (« de construction » ou « de conception »)

Les fonctions de service sont voulues et sont directement perçues par le client. Elles font la valeur d'un produit.

Les fonctions techniques, principales ou complémentaires, sont le plus souvent ignorées du client et ne donnent pas directement de la valeur au produit. Cependant, la qualité du produit et la parfaite réalisation de ses fonctions de service en dépendent.

Fonctions techniques : elles résultent d'actions internes au produit et dépendent de la conception et des solutions technologiques choisies pour réaliser les fonctions de service précédentes.

Exemple : « filtrer l'air » est la fonction technique principale d'un filtre à air d'automobile. « Être fixé au châssis » peut être une fonction technique complémentaire de ce même filtre.

Remarque : pour le technicien chargé de la réalisation du filtre, la fonction technique principale apparaît comme une fonction de service.

3. Critères d'appréciation (« critères de valeur ») des fonctions

Dans les analyses, ce sont les critères (paramètres, grandeurs, échelle de mesure, etc.) retenus ou choisis pour apprécier, évaluer ou mesurer la manière dont une fonction est réalisée.

Exemples : performances ; consommation ; niveau sonore ; niveau de confort ; taux d'équipement ; fiabilité ; durabilité…

Niveau d'un critère d'appréciation : dans l'échelle de mesure choisie, c'est le niveau souhaité ou attendu par la fonction testée du produit.

Exemples : consommation prévue de 10 L au 100 km pour une automobile roulant à 120 km/h à vitesse stabilisée. Dimension nominale de 60 mm pour la cote tolérancée 60H7.

Flexibilité d'un critère : elle précise les variations possibles du niveau exigé d'un critère d'appréciation (amplitude de l'intervalle de tolérance). C'est une des caractéristiques fondamentales du cahier des charges.

Exemples : tolérer une variation de 5 % de la consommation pour une série de voitures identiques utilisées dans les mêmes conditions.
La qualité 7, indiquant une tolérance de 30 µm, pour la cote tolérancée 60H7.

Limites d'acceptation : ce sont les limites de l'intervalle de tolérance définissant la flexibilité. Au-delà ou en deçà de ces limites il y a non-satisfaction ou non-qualité.

Exemple : la vitesse maximale précise la vitesse limite que peut atteindre une automobile.

Pour la cote tolérancée 60H7 la lettre H positionne l'intervalle de tolérance entre 60,000 et 60,030 mm.

Taux d'échange : transfert accepté d'un critère vers un autre ou négocié sur une variation de prix.

Exemple : accepter de payer plus cher une automobile mieux équipée.

II – Analyse fonctionnelle

Elle est utilisée dans les premières phases d'un projet pour créer ou améliorer un produit. Elle se présente le plus souvent sous forme de graphe ou diagramme d'analyse.

Objectif : recenser, caractériser, ordonner, hiérarchiser et valoriser les fonctions du produit.

– **Recenser** : c'est déterminer et identifier les fonctions du produit.
– **Caractériser** : c'est énoncer les critères d'appréciation, les niveaux et la flexibilité de ces fonctions.
– **Ordonner** : c'est classifier les fonctions en fonctions de service et en fonctions techniques.
– **Hiérarchiser** : c'est évaluer l'ordre d'importance des fonctions retenues.
– **Valoriser** : c'est attribuer à chaque fonction un poids ou une valeur liée à son importance. Par exemple donner une valeur en francs.

III – Diagrammes et méthodes d'analyse fonctionnelle

Il existe de nombreux outils ou méthodes d'analyse fonctionnelle ; seuls quelques cas sont abordés. Voir aussi organigrammes page 131.

1. Analyses fonctionnelles interne et externe

L'analyse fonctionnelle prend en compte l'ensemble des relations du produit avec tout ce qui l'environne (« *approche systémique* ») et comporte deux grands cas complémentaires :

a) Analyse fonctionnelle « point de vue externe » (analyse fonctionnelle « externe »)
C'est le point de vue du client ou de l'utilisateur du produit. Celui-ci ne s'intéresse au produit qu'en tant que « boîte noire » capable de fournir des services dans son environnement durant le cycle d'utilisation. Les actions correspondantes sont des fonctions externes appelées fonctions de service dont l'ensemble constitue l'expression fonctionnelle du besoin.

Remarque : l'analyse externe a pour objectif de favoriser la communication et la compréhension entre celui qui exprime une demande et celui qui en élabore la réponse.
Elle évite une référence prématurée aux solutions techniques et laisse au concepteur le maximum de liberté pour échafauder et trouver la meilleure solution. Les résultats de cette analyse sont exploités en partie dans le Cahier des charges fonctionnel ou CdCF.

b) Analyse fonctionnelle « point de vue interne » (analyse fonctionnelle « interne »)
C'est le point de vue du concepteur qui doit fournir le produit répondant aux besoins identifiés. L'analyse fonctionnelle « interne » a pour but d'aider le concepteur à construire la solution qui devra répondre point par point à l'expression fonctionnelle du besoin (exprimée par l'analyse externe) et ceci aux meilleures conditions pour chacun.

Principe : pour le concepteur, le produit apparaît comme un composé d'éléments divers, ayant des liaisons entre eux, produisant des services à leur niveau, avec des actions internes donnant des fonctions internes ou techniques.
L'analyse consiste à passer des fonctions de service aux fonctions techniques de niveau de plus en plus fin attribuables à chaque élément ou partie du produit en tenant compte des principes de fonctionnement et en établissant les liens.

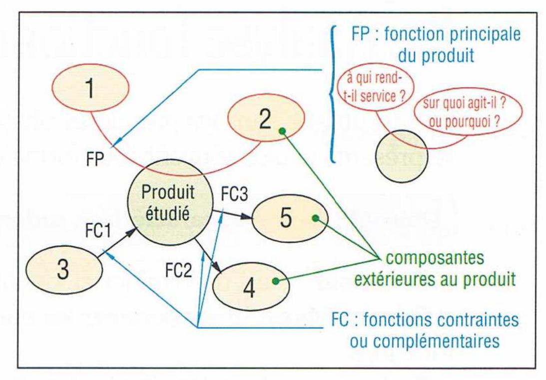
2. Méthode apte ou diagramme pieuvre

Cette méthode est utilisée pour analyser les besoins et identifier les fonctions de service d'un produit.

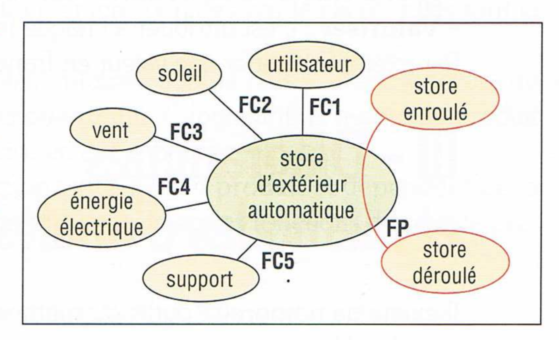
Principe : le produit étudié est en relation avec certaines composantes du milieu extérieur repérées par 1, 2, 3, 4 et 5. Il doit s'adapter à 3 et agit sur 4 et 5. Il crée ou modifie les relations entre 1 et 2.

Exemple : principales fonctions de service d'un store automatique (décrit au paragraphe méthode SADT).

Fonction principale (FP) : manœuvrer automatiquement le store.
Fonctions complémentaires (FC)
– FC1 : pouvoir être commandé manuellement par le client.
– FC2 : s'adapter à l'intensité de la lumière solaire.
– FC3 : s'adapter à l'intensité du vent.
– FC4 : utiliser l'énergie électrique.
– FC5 : être maintenu solidement par le support.



1. Principe de la méthode apte.

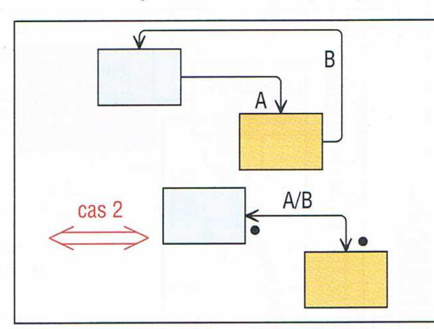


2. Exemple d'application de la méthode apte.



3. Boîte SADT : forme générale.

4. SADT : réciprocité entre boîtes (cas 1).



5. SADT : réciprocité entre boîtes (cas 2).

3. Diagramme FAST (*Function Analysis System Technique*)

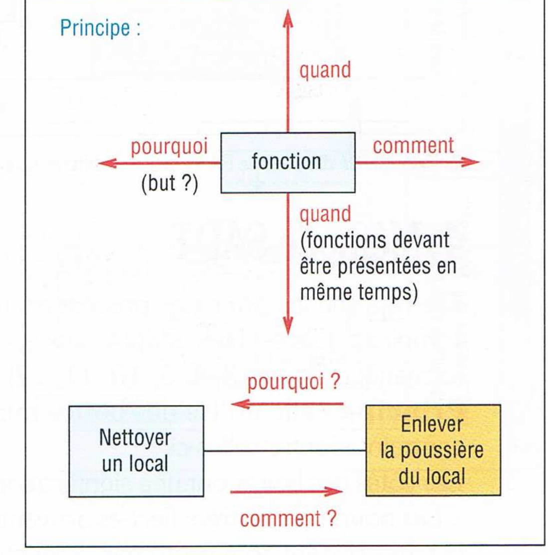
Lorsque les fonctions sont identifiées, cette méthode les ordonne et les décompose logiquement pour aboutir aux solutions techniques de réalisation.

En partant d'une fonction principale, elle présente les fonctions dans un enchaînement logique en répondant aux trois questions :

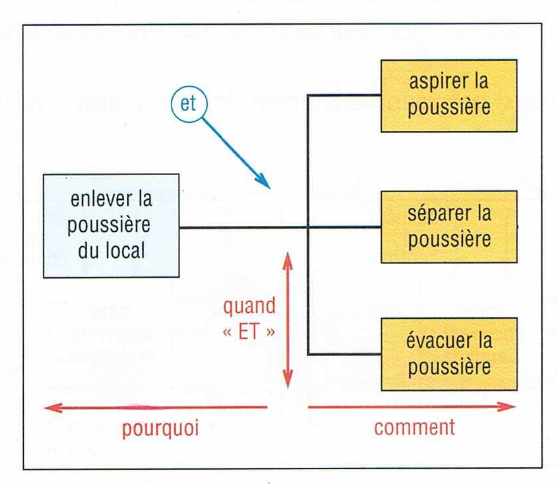
– Pourquoi cette fonction doit-elle être assurée ?
(suivant un axe horizontal orienté vers la gauche).

– Comment cette fonction doit-elle être assurée ?
(suivant le même axe horizontal, mais orienté vers la droite).

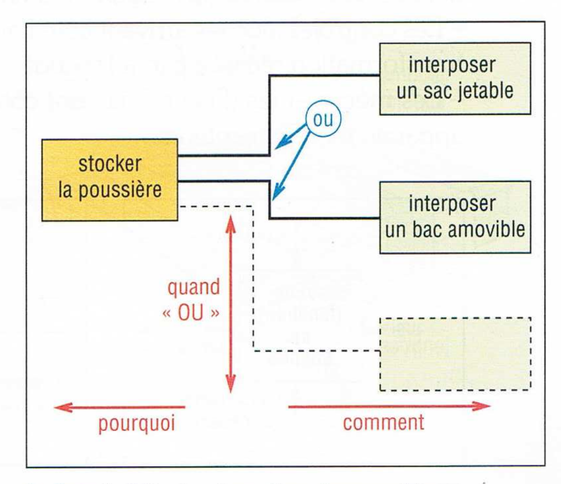
– Quand cette fonction doit-elle être assurée ?
(suivant un axe vertical orienté vers le bas).



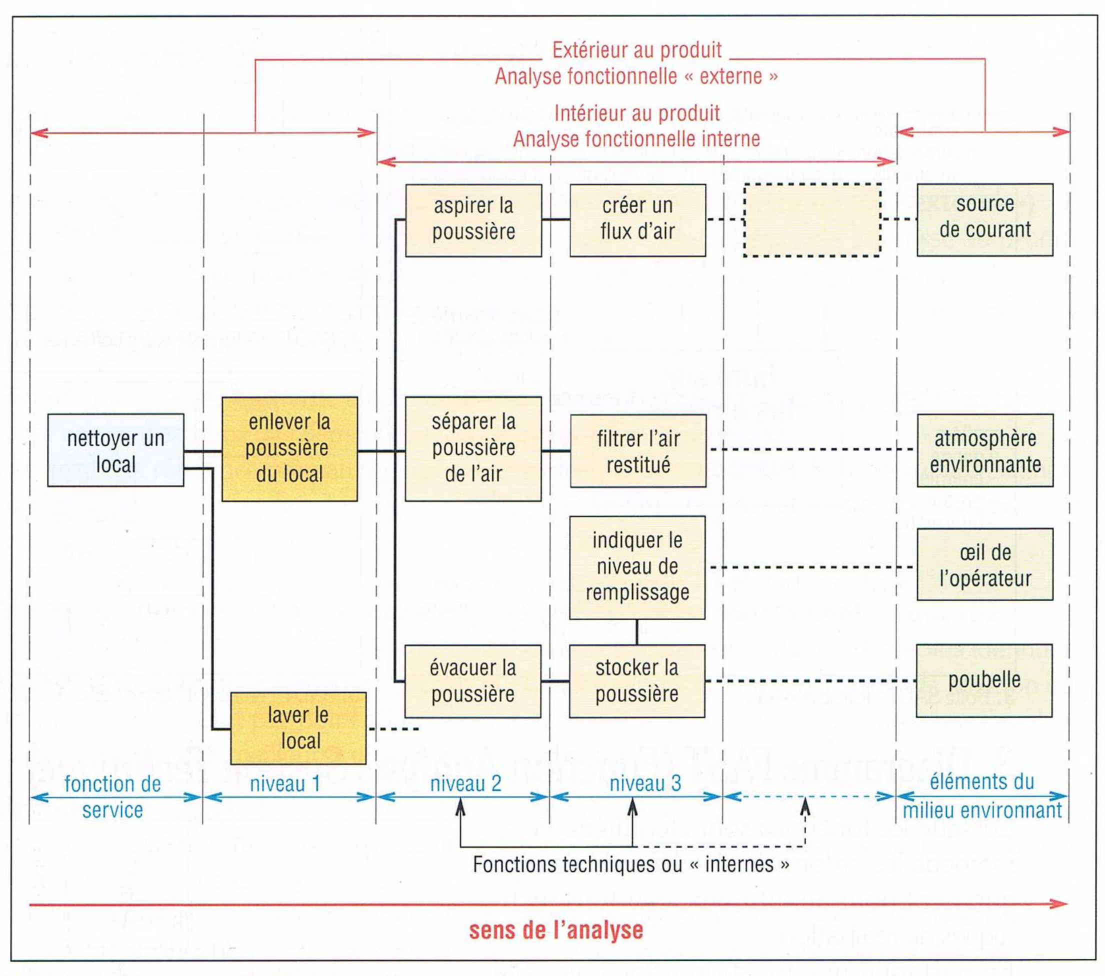
6. Principe d'élaboration du diagramme.



7. Quand « ET », fonctions devant être réalisées en même temps.



8. Quand « OU », fonctions alternatives possibles.



9. Exemple de diagramme FAST avec ses différents niveaux d'analyse.

4. Méthode SADT

Elle reprend les principes précédents mais utilise des règles précises et un formalisme plus complexe. Elle est bien adaptée aux systèmes automatisés vastes ou complexes intégrant l'informatique (figures 3, 4, 5, 10, 11, 12).

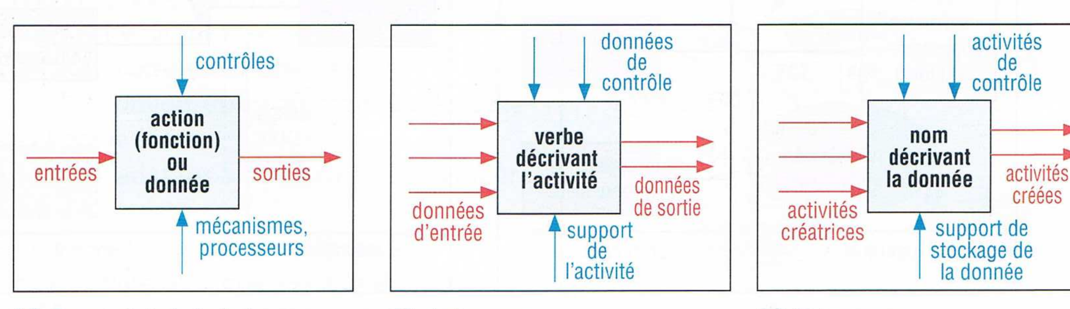
Principe : elle utilise des boîtes numérotées et des flèches codifiant les relations ou contraintes entre celles-ci.

Les côtés des boîtes ont une signification particulière :

– Les données d'entrée (flèches arrivant côté gauche) sont transformées en données de sortie (flèches sortant côté droit) par la fonction indiquée dans la boîte. La sortie de chaque boîte peut devenir l'entrée ou le contrôle d'une ou plusieurs autres boîtes.

– Les contrôles (flèches arrivant côté haut) indiquent les données et les paramètres régissant la transformation réalisée par la fonction.

– Les mécanismes (flèches arrivant côté bas) précisent le support de la fonction : machine, appareil, moteur, capteurs...

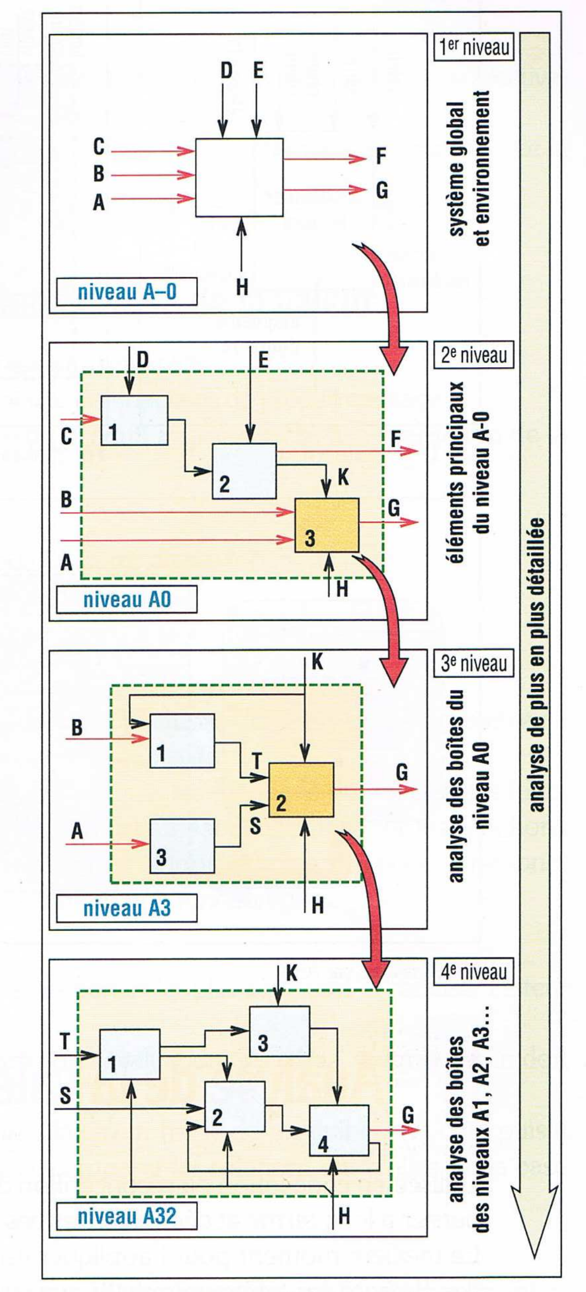


10. Forme générale des boîtes. **11.** Actigramme. **12.** Datagramme.

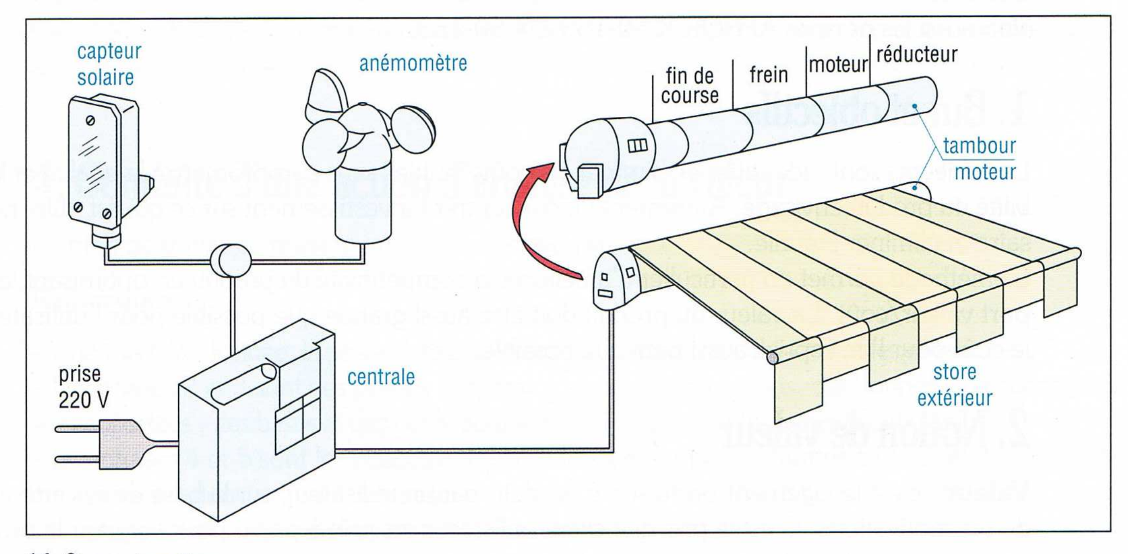
Niveaux d'analyse (hiérarchie des diagrammes) : le diagramme de plus haut niveau est noté A–0 (« A moins zéro ») et représente l'ensemble du problème.
Le diagramme de niveau inférieur A0 se décompose en *n* boîtes (A1 à A*n*) donnant *n* diagrammes de niveau inférieur de même nom. De même A1 se décompose en plusieurs boîtes et niveaux A11, A12, etc. Même remarque pour A2, A3…
Pour éviter la surabondance on utilise de 3 à 6 boîtes (au plus) par niveau, celles-ci sont toujours numérotées 1, 2, 3…
Règle : chaque diagramme de niveau inférieur doit s'inscrire très exactement dans le diagramme de niveau immédiatement supérieur tout en préservant les relations de chaque boîte avec son environnement (même nombre de flèches arrivant ou sortant des 4 côtés).
Pour l'exemple proposé, les relations notées A, B, K, G et H de la boîte 3 du diagramme A0 se retrouvent toutes sur le diagramme A3.

Exemple : store extérieur automatique

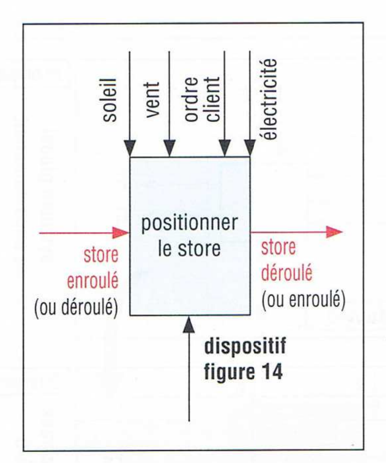
Si l'intensité de la lumière solaire mesurée par le capteur solaire est suffisamment forte, le store s'abaisse automatiquement ou est déroulé par le tambour moteur. Si l'intensité du vent mesurée par l'anémomètre est à un niveau trop élevé, le store est remonté ou enroulé.
Les mesures du capteur solaire et de l'anémomètre sont transmises à la centrale qui gère les informations et commande le tambour moteur **(voir fig. 14, 15, 16 et 17)**.



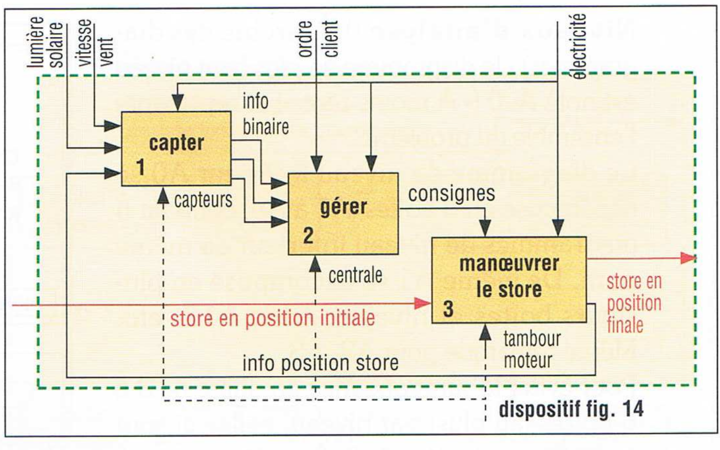
13. Méthode SADT : exemple de structure hiérarchique.



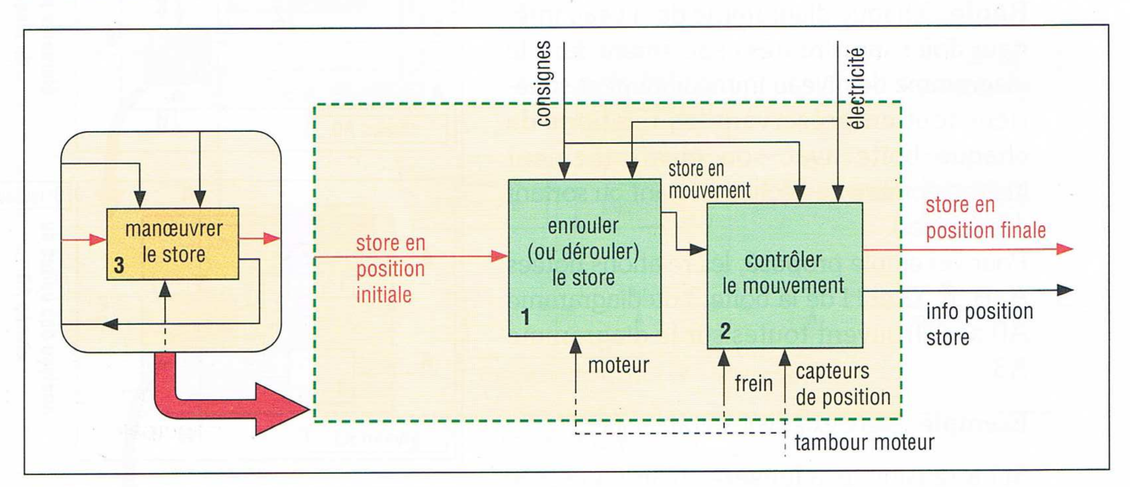
14. Store automatique.



15. 1er niveau (A-O).



16. 2e niveau (AO).



17. 3e niveau, cas A3.

IV - Analyse de la valeur (AV)

Utilisée en conception ou reconception de produit, elle fait référence au coût global, oblige à penser à long terme et décrit bien les besoins nouveaux.

Le meilleur moment pour l'appliquer est la phase prédéveloppement d'un projet, car 80 % des choix et des arbitrages relatifs aux coûts de production, à la valeur et à la qualité sont faits à ce stade.

Voir aussi les normes AFNOR X 50-150 à X 50-153.

1. But et objectifs

Les objectifs sont : identifier et éliminer les coûts inutiles sans compromettre la qualité et la fiabilité du produit envisagé. Autrement dit concentrer l'investissement sur ce qui est utile, nécessaire et éliminer l'inutile.

La méthode permet en particulier d'améliorer la compétitivité du produit en optimisant le rapport valeur/coût. La valeur du produit doit être aussi grande que possible pour l'utilisateur et le coût pour l'entreprise aussi petit que possible.

2. Notion de valeur

Valeur : c'est le jugement porté sur le produit, par un utilisateur, sur la base de ses attentes et de ses motivations. C'est le prix que client-utilisateur est prêt à payer pour acquérir le produit, comparativement à d'autres concurrents.

Remarques :

– Juger la valeur d'un produit, c'est juger à la fois objectivement (fonctions d'usage) et subjectivement (fonctions d'estime) les services qu'il rend. La valeur croît avec la satisfaction.
– L'un des objectifs, mais aussi l'une des difficultés de l'AV c'est le chiffrage (en francs…) de la valeur d'un produit ou de l'une de ses fonctions.

3. Démarche générale d'une action analyse de la valeur

On peut résumer la démarche par les deux questions suivantes :
– Comment réaliser, avec un coût minimum, chacune des fonctions du produit envisagé ?
– Quelle valeur chaque partie caractéristique du produit apporte-t-elle à la réalisation de la fonction qu'elle doit satisfaire ?

La démarche est à la fois :
– fonctionnelle : il faut cerner la valeur du produit à partir de ses fonctions,
– économique : la référence aux coûts est systématique,
– et pluridisciplinaire : elle fait travailler en même temps tous les intervenants.

a) Démarche fonctionnelle
Le produit est considéré comme un ensemble fonctionnel, c'est-à-dire assurant un ensemble de fonctions, et non pas comme une liste de pièces ou de composants.
La capacité à identifier et classer les fonctions, à distinguer les fonctions principales des fonctions complémentaires est fondamentale en AV. La valeur est concentrée sur les fonctions principales ; parallèlement l'investissement doit aller en priorité sur ces fonctions. Une fonction complémentaire doit a priori coûter moins cher qu'une fonction principale.

b) Démarche économique
Une tâche essentielle de l'AV consiste à identifier les parties les plus coûteuses et focaliser l'attention dessus (principe de la loi de Pareto).
La décision finale prise dépend en grande partie de l'évaluation des coûts, un grand soin doit donc y être apporté.
La dernière étape de l'AV consiste à déterminer la valeur finale du produit et son coût puis à comparer les deux. L'indice de valeur permet de comparer les solutions entre elles sur la base du rapport qualité/prix.

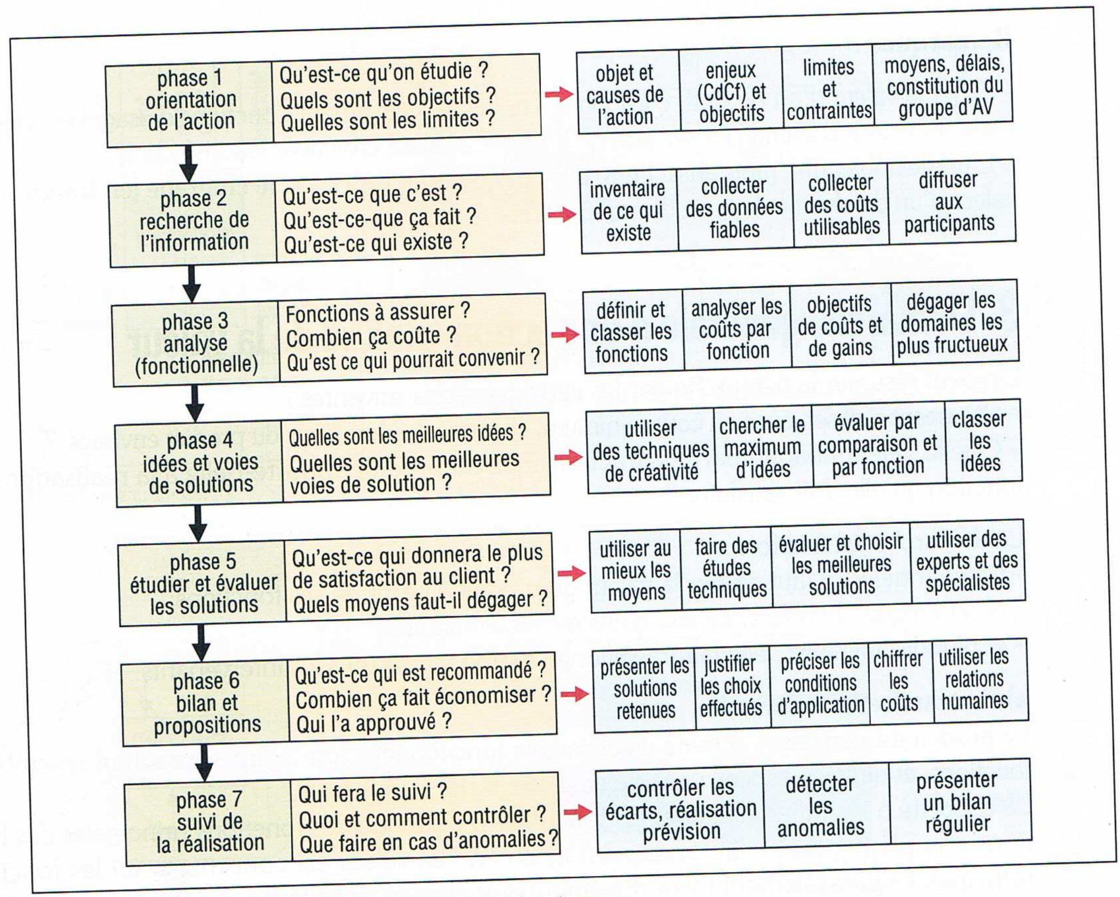
c) Démarche pluridisciplinaire
Dès la conception, l'AV fait intervenir en même temps et travailler en équipe l'ensemble des intervenants du projet : créateurs, gestionnaires, fabricants, vendeurs…
Cette démarche règle le maximum de problèmes dès la conception et limite les modifications aux phases suivantes.

4. Conduite d'une action d'analyse de la valeur

Le plan de travail se présente en 7 phases **(fig. 18)**

Remarques :

– Une fois l'AV décidée, la phase 1 fixe la direction du travail, les objectifs et les enjeux.
– Les phases 2 et 3 sont des phases préparatoires : des informations, des données indispensables sont collectées ; des bases et des outils pour le travail d'approfondissement sont établis.
– Les phases 4 et 5 sont les phases d'approfondissement permettant de trouver et d'évaluer les meilleures solutions au problème posé.
– La phase 6 fait le bilan du travail réalisé et propose une solution.
– La phase 7 assure le suivi.



18. Conduite ou plan de travail d'une action d'analyse de la valeur.

5. Constitution du groupe chargé de l'analyse de la valeur

Le groupe, sans hiérarchie, se compose de 7 à 8 personnes, animateur compris, plus quelques experts momentanés travaillant (réflexion et proposition) pour le décideur.

6. Limites de l'analyse de la valeur

Le coût de la méthode doit rester faible devant l'enjeu (réductions des coûts envisagées…).
Du fait d'un formalisme rigoureux et d'une démarche globale exigeant l'adhésion de toute l'entreprise (comme la qualité) la mise en œuvre ne se fait pas sans difficultés et suppose du temps.

7. Exemple d'application au choix d'un matériau

But de l'AV : reconcevoir un corps de moteur hydraulique en fonte GS (structure perlitique traitée thermiquement) à pistons radiaux afin d'en diminuer le prix de revient. Les principales étapes sont :

a) Orientation de l'action : objectif, réduire les coûts de fabrication du corps jugés trop élevés. Limites : le tracé et le processus d'origine doivent être globalement conservés, de légères modifications seront tolérées.

b) Collecte d'informations : l'analyse des coûts à chaque étape de la fabrication montre que l'usinage, rendu plus difficile par le traitement, représente l'essentiel du prix de revient du corps.

c) Analyse : l'analyse fonctionnelle montre que le corps a deux fonctions principales : servir de réservoir au fluide hydraulique, guider le va-et-vient des pistons. Ce guidage implique que le corps ait une résistance à l'usure suffisante et impose le traitement.
Le travail est orienté vers des solutions entraînant une réduction des temps d'usinage.

d) Voies de solutions

– Solution 1 : confier le guidage des pistons à une douille rapportée en acier traité chromé dur. Le corps n'ayant plus besoin d'être durci sera plus facile à usiner.

– Solution 2 : choisir une autre fonte GS avec structure ferritique ou variante plus facile à usiner (mais devant résister à l'usure).

e) Étude et évaluation des solutions : la solution 1 avec douille est rejetée, l'étude des coûts montre qu'elle revient plus cher que la solution d'origine.

Solution 2 : des essais sur pistons et alésages montrent que l'usure est significative au cours des 1 000 premiers cycles (aller-retour piston), ce qui suggère une troisième solution avec revêtement antifriction pour diminuer l'usure pendant cette période critique.

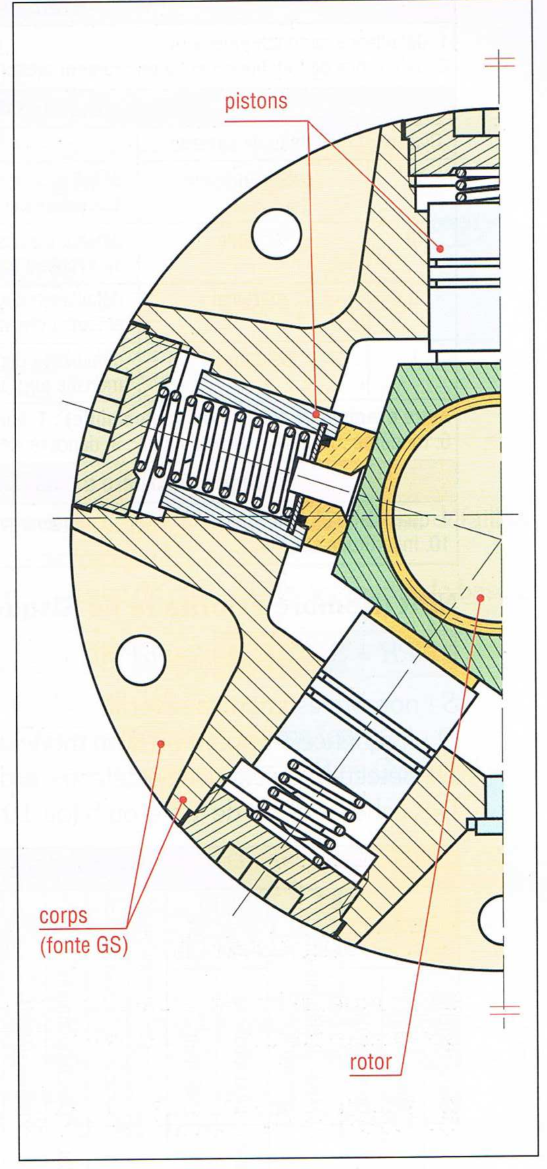
D'autres essais montrent qu'une structure uniquement ferritique ne permet pas d'obtenir un état de surface suffisamment bon.

f) Bilan et proposition d'une solution : le groupe propose de conserver la fonte GS d'origine, mais de modifier le traitement de façon à obtenir une structure à base de ferrite et de perlite sphéroïdisée permettant d'avoir à la fois une bonne usinabilité et une dureté suffisante.

La réduction des coûts est chiffrée à 22 %.

Inconvénient : l'état de surface est médiocre.

Conditions d'application : l'usure en période de rodage devra être maîtrisée par dépôt, sur l'alésage, d'un revêtement antifriction à base de phosphate.



19. Dessin du corps du moteur hydraulique.

V – Analyses des modes de défaillance

1. AMDEC (NF EN 60812)

AMDEC : analyse des modes de défaillance, de leurs effets et de leur criticité.

C'est une méthode d'analyse préventive d'un système (matériel, procédé, logiciel), utilisée dans les premières étapes d'un projet pour identifier les modes de défaillance possibles, leurs causes mais aussi leurs effets sur l'aptitude du système à remplir sa fonction ou sa mission.

Une AMDEC est précédée d'une décomposition hiérarchique du système en éléments de base (blocs-diagrammes…) et débute en traitant les modes de défaillance des éléments de niveau le plus bas (composant…) et leurs effets (sévérité) sur le système, niveau le plus élevé.

Les modes de défaillance sont classés par sévérité puis avec une analyse de criticité on évalue l'impact ou l'importance d'un mode de défaillance. La combinaison sévérité criticité permet de classer les défaillances (NPR) et dégager les priorités d'action (dispositifs redondants, système alternatif, surveillance, alarme…) pour en minimiser les effets.

Exemples de modes de défaillance	
1. défaillance de fonctionnement 2. défaillance de fonctionnment à un moment prescrit	3. défaillance d'arrêt du fonctionnement à un moment prescrit 4. fonctionnement prématuré

Exemple de classification de la sévérité		
Classe	Niveau de sévérité	Observations
IV	catastrophique	défaillance des fonctions de base du système entraînant des dommages sérieux au système et à son environnement et/ou des blessures aux personnes
III	critique	défaillance des fonctions de base du système entraînant des dommages sérieux au système sans constituer une menace aux personnes
II	marginal	défaillance dégradant les fonctions du système sans dommage notable au système et sans constituer une menace aux personnes
I	insignifiant	défaillance dégradant les fonctions du système sans dommage au système et sans menace pour les personnes
Autre exemple de classement (automobile) : 1. aucune ; 2. très mineure ; 3. mineure ; 4. très basse ; 5. basse ; 6. modérée ; 7. élevée ; 8. très haute ; 9. dangereuse avec avertissement ; 10. dangereuse sans avertissement.		

Exemple de critère d'évaluation de la détection du mode de défaillance (D)
1. quasi certain ; 2. très haut ; 3. élevé ; 4. modérément élevé ; 5. modéré ; 6. basse ; 7. très bas ; 8. éloigné ; 9. très éloigné ; 10. incertitude absolue.

NPR (Nombre Prioritaire de Risque) : nombre qui permet de classer les défaillances.

$$NPR = S \times O \times D$$ *(ou RPN)*

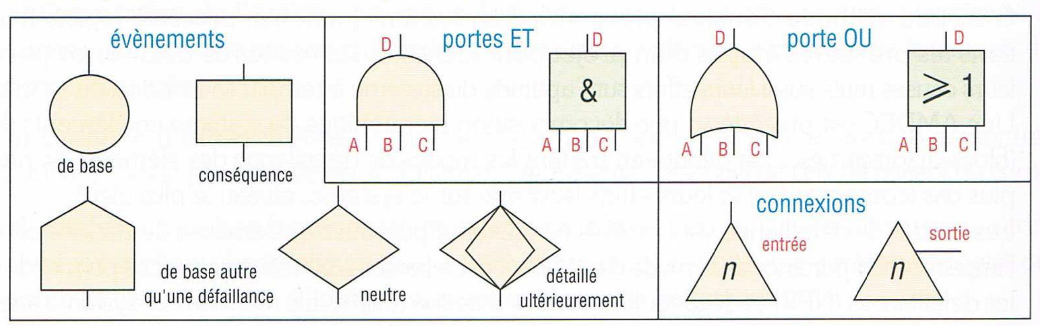
S : nombre estimant la sévérité ;
O : fréquence d'apparition d'un mode de défaillance pendant un temps donné ;
D : détection ou chance de détecter la défaillance avant toute dégradation.
Des échelles allant de 1 à 4 ou 5 (ou 10 automobiles) sont assignées aux valeurs de S, O ou D.

Exemple de présentation d'une analyse AMDEC

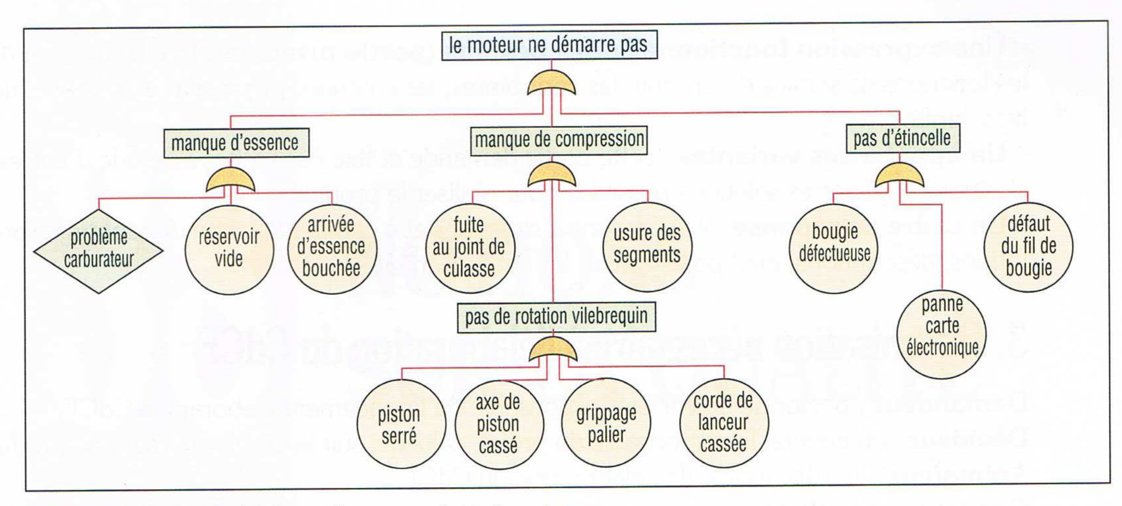
Système			Mode de défaillance potentiel	Effet de la défaillance		SÉVÉRITÉ	CLASSEMENT	Cause potentielle	Cause détaillée	APPARITION	Contrôle de prévention en conception	Contrôle de détection en conception	Détection	NPR	Action recommandée	Responsabilité et date...	Résultats de l'action				
Sous-système	Assemblage	Composant		Effet local	Effet final												Actions prises	Sévérité S	Apparition O	Détection D	NPR
		batterie	Court-circuit	+ batterie à la masse	Batterie vidée	10		Défaut du composant	Matériau claqué	3	Choix d'une qualité	Essai de validation	1	30							

2. Arbre de défaillances

Souvent utilisé en conjonction avec une AMDEC, c'est une sorte d'organigramme permettant de savoir comment un dispositif peut être indisponible ou défaillant.
Il existe plusieurs variantes de représentation.



20. Exemples de symboles pour arbres de défaillance.



21. Exemple d'arbre de défaillance d'un moteur de tondeuse à gazon.

– Événement de base (indépendant de tout autre événement) : c'est le résultat d'une défaillance possible. Il est toujours situé à l'entrée d'une porte logique ET ou OU.
– Événement induit ou conséquence : il est la conséquence de plusieurs événements de base et est toujours situé à la sortie d'une porte logique.
– Événement neutre : événement sans conséquence sur la fiabilité du système.
– Connexion : permet de se connecter à un autre arbre de défaillance.
– Porte ET : l'événement D se produit si A, B et C se produisent en même temps.
– Porte OU : l'événement D se produit si au moins un seul des événements A, B ou C se produit.

VI - Cahier des charges fonctionnel (CdCF)

Il est utilisé pour préparer et suivre le développement d'un produit aux phases suivant le prédéveloppement et sert de référence et de base de négociation en cas de contrat, litige, conflit ou modification nécessaire des spécifications techniques du produit.
La norme AFNOR X 50-151 propose un guide pour la rédaction.

1. Rôle du CdCF

Ce cahier des charges particulier définit, précise, délimite les responsabilités des partenaires (demandeur du produit et concepteur/réalisateur) et pour le produit, les services attendus, les conditions d'utilisation, les performances, les coûts, les délais de livraison, les variations possibles de prix, les options, les clauses éventuelles…
Particularités : le CdCF s'occupe des fonctions de service du produit et n'exprime aucune idée de technique. Souple, il peut être modifié.
En cas de rapport client/fournisseur, interne ou externe, il devient un document contractuel. Sa rédaction et sa modification exigent l'accord des deux parties.
Utilisations : consultations, appels d'offres, adjudications, marchés négociés entre partenaires (y compris entre services d'une même entreprise), conception pour un coût objectif (CCO), référence pour une analyse de la valeur…

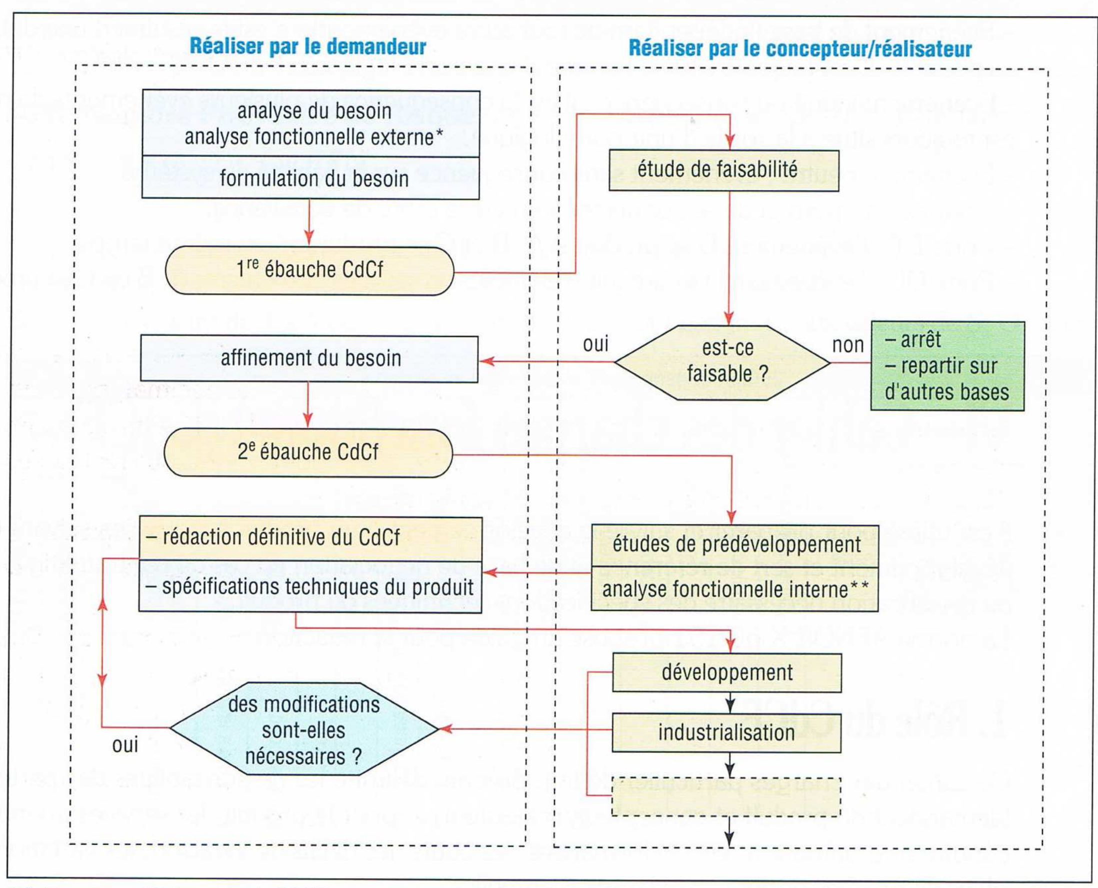
2. Parties principales du CdCF

Le CdCF se compose de quatre parties principales :
– **Une présentation générale du problème** : elle est destinée à donner toutes les informations générales utiles concernant le produit : marché, contexte du projet, objectifs, énoncé du besoin, environnement du produit…

– **Une expression fonctionnelle des besoins (partie principale)** : elle décrit et définit les fonctions de service du produit, les contraintes, les critères d'appréciation (niveaux, flexibilités, limites)…
– **Un appel à des variantes** : cette partie demande et fixe des limites à l'étude d'autres propositions ou d'autres solutions possibles pour réaliser le produit.
– **Un cadre de réponse** : il est destiné à simplifier et à codifier la façon de répondre (présentations, descriptions, etc.) pour faciliter les dépouillements.

3. Organisation nécessaire à l'élaboration du CdCF

Demandeur : personne ou société responsable du financement élaborant le CdCF.
Décideur : en général le responsable du projet, celui qui suit le développement du produit.
Animateur : le responsable de l'élaboration du CdCF.
Concepteur/réalisateur : celui qui s'occupe de la conception et la fabrication du produit.



22. Processus d'élaboration du CdCF.

Exemple : extrait de « CdCF d'un moteur d'avion »
Fonction : « fournir une poussée à l'aéronef ».
Critères :
– niveau de poussée : 30 000 daN, limite d'acceptation : 28 000 daN ;
– niveau de consommation du carburant : 0,5 kg de carburant par heure et par unité de poussée à Mach 0,8 et altitude de 9 000 m ;
– masse nominale : 5 200 kg, limite d'acceptation : 5 500 kg.
Taux d'échange : un écart de masse de 1 kg s'échange avec un écart de consommation de carburant de 0,01 %. Cela veut dire que le client est prêt à accepter de manière équivalente un moteur dont la masse et la consommation de carburant seront de :

masse moteur	5 190 kg	5 200 kg	5 210 kg
consommation	0,500 5	0,5	0,499 5





NOTIONS SUR LA QUALITÉ

OBJECTIFS

- Définir les notions de qualité, de qualité totale, de gestion de la qualité et d'assurance qualité, plan d'amélioration de la qualité.
- Indiquer les conditions pour réussir la qualité ainsi que les principales méthodes et outils pour la maîtriser.

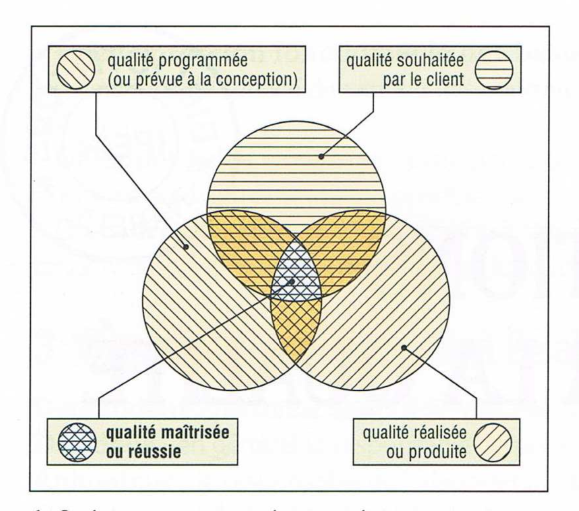
Le concept de qualité remonte à l'antiquité. Les Égyptiens (mesure des surfaces, des volumes, aire du cercle, nombre pi, division du temps, calendrier, système décimal, pyramides), les Grecs (qualité et standards en matière d'art, d'architecture, de littérature), les Romains (maçonnerie, béton, construction des villes, des routes, des ponts) ont tous réalisé des inventions, des découvertes et des monuments de haute qualité.
Le Moyen Âge permit d'établir des standards de qualité en matière de travail (guildes, etc.), de régulation économique, de conditions de travail, de gammes de fabrication. Il vit la création des monopoles commerciaux, assura une stabilité des prix…
Avec l'industrialisation et dans le courant du XXe siècle, la qualité prend une autre dimension et devient scientifique. Le contrôle à partir de méthodes statistiques se développe vers 1935 aux USA. Les cartes de contrôle et les procédures normalisées suivent, le concept d'assurance qualité apparaît dans les années 50. La notion de qualité totale, de zéro défaut et les cercles de qualité font leur apparition dans les années 60 au Japon. La gestion de la qualité arrive dans les années 70. Au cours des années 80 la qualité se généralise en Europe.

I - Définitions

Qualité : aptitude d'un produit ou d'un service à satisfaire complètement les besoins et les attentes des utilisateurs.

Remarque : la satisfaction des clients est l'objectif même de la qualité. Elle doit être évaluée régulièrement : enquêtes de satisfaction, étude de la concurrence, traitement des réclamations, analyse des retours…

Qualité maîtrisée :
À la qualité souhaitée par l'utilisateur, l'entreprise fait correspondre une qualité programmée ou prévue, puis obtient une qualité réalisée (celle du produit sortant). L'idéal est obtenu lorsque ces trois qualités sont confondues : c'est la qualité maîtrisée ou réussie.



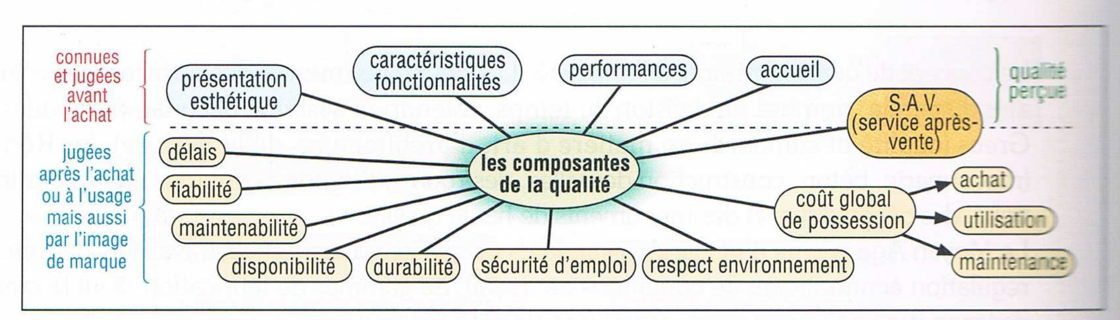
1. Qualité programmée, souhaitée, réalisée et maîtrisée.



2. Exemples de problèmes de conformité.

Conformité : la qualité d'un produit ou d'un service dépend en grande partie de sa conformité avec les besoins et les désirs du client.

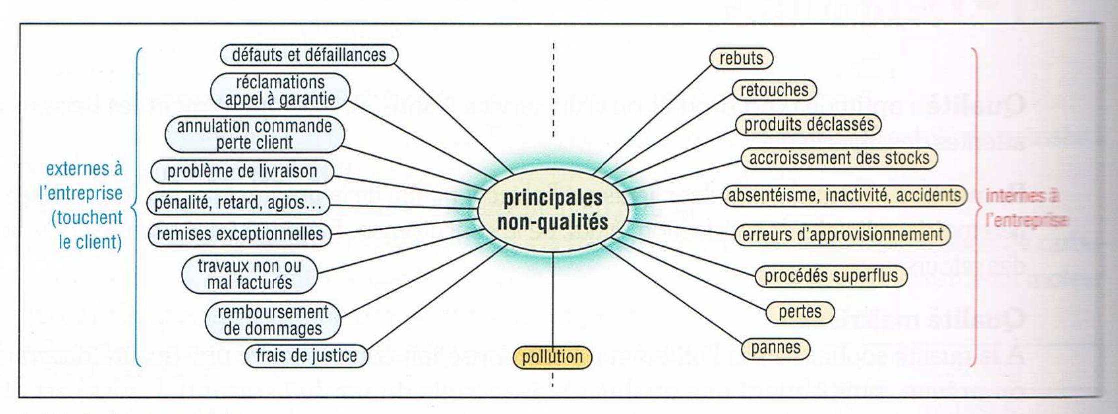
II - Principales composantes de la qualité



3. Principales composantes de la qualité.

La qualité du produit dépend de nombreuses composantes. Si l'une ne donne pas satisfaction, il y a automatiquement non-qualité avec toutes les conséquences qui peuvent en résulter : réclamations, annulation de commande, image de marque altérée, perte de clientèle, procès…

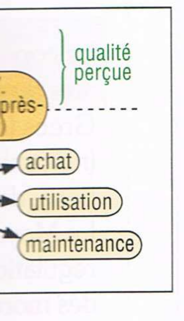
III - Principales causes de non-qualité



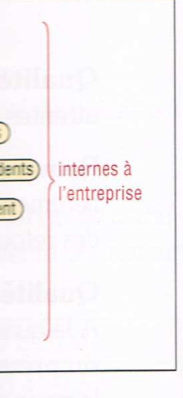
4. Principales non-qualités.



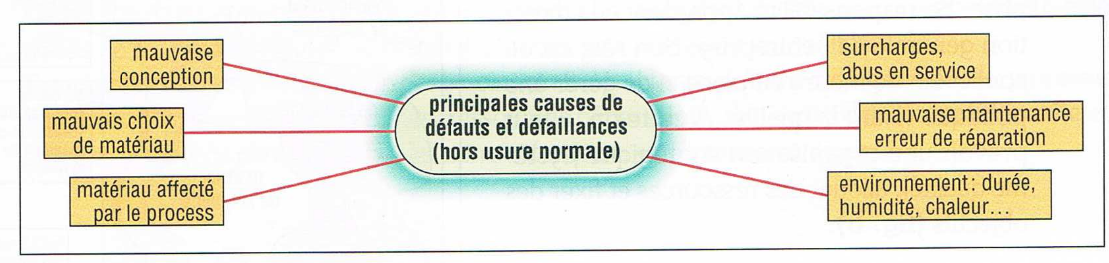
le sa conformi-



s satisfaction, il
sulter : réclama-
cès…



Certaines sont internes à l'entreprise et ne concernent pas directement le client, sauf par le prix de revient du produit qui peut augmenter. D'autres touchent directement le client et ont des conséquences commerciales immédiates : annulation de commande…

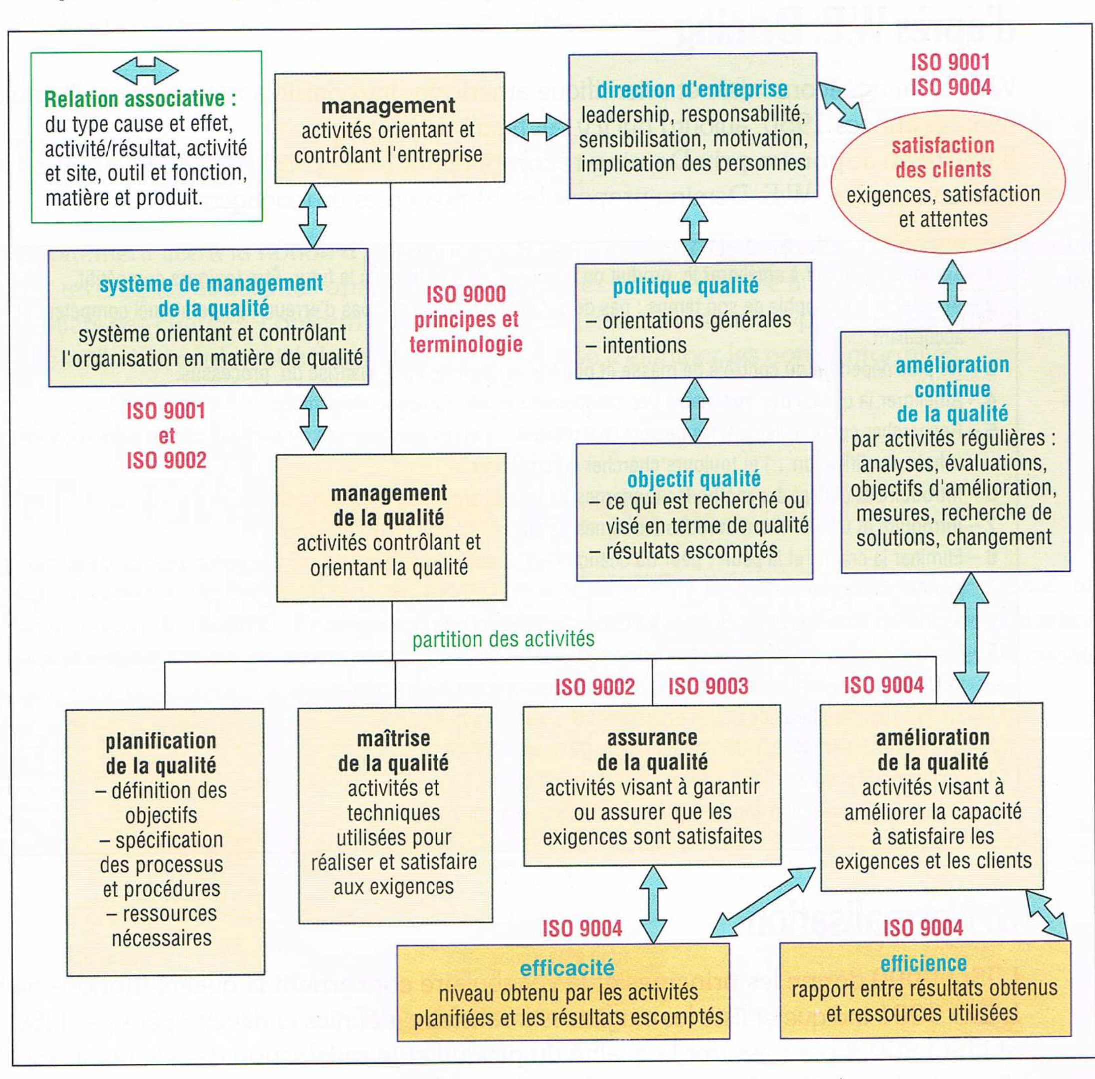


5. Principales causes de défaillance.

IV – Management de la qualité

La qualité totale est réalisée si la satisfaction du client est obtenue à tous les niveaux, de l'amont (marketing clientèle) à l'aval (suivi de produit et service après-vente). C'est l'objectif à atteindre. Elle suppose une recherche continuelle d'amélioration de la qualité.

L'organisation mise en place pour obtenir la qualité totale est souvent appelée système qualité. Dans le concept de qualité totale tous les secteurs de l'entreprise sont concernés : marketing, comptabilité, conception, production, achats, encadrement ou management…

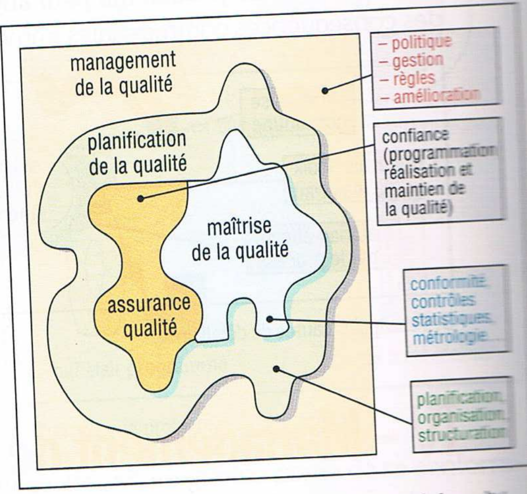


6. Concepts relatifs au management de la qualité (la satisfaction des clients est au cœur du système).

1. Management de la qualité

Il fait partie de la gestion générale de l'entreprise. Sa responsabilité appartient à la direction générale de l'entreprise. Son rôle est de concevoir, de mettre en place et de gérer une politique visant la qualité. À cette fin, il faut prévoir une organisation stratégique (système qualité), allouer des ressources et fixer des objectifs **(fig. 6)**.

Remarque : la qualité est d'abord un choix, un état d'esprit, une philosophie voulue par la direction de l'entreprise puis étendue à tous les autres niveaux.



7. Imbrications des différents secteurs s'occupant de la qualité.

Amélioration continue de la qualité : même obtenue, la qualité n'est pas figée ; des besoins nouveaux apparaissent, la concurrence progresse et les individus évoluent sans cesse. Gérer la qualité, c'est aussi repérer les insatisfactions, les besoins nouveaux, les possibilités d'évolution afin d'engager les actions d'amélioration nécessaires pour progresser.

2. Les 14 préceptes d'une politique visant la qualité totale, d'après W.E. Deming

W.E. Deming, économiste et scientifique américain, introduisit la notion de qualité au Japon dans les années 1950, aujourd'hui il y fait figure de prophète.
Il existe au Japon un prix Deming récompensant le produit de l'année ayant obtenu la meilleure qualité. W.E. Deming propose les 14 préceptes de management suivants :

1 – Toujours chercher à améliorer le produit ou le service et investir dans le futur. Être toujours compétitif.
2 – Adopter la philosophie de son temps : pas de défauts, pas de délais, pas d'erreurs, un personnel compétent et accueillant…
3 – Ne plus dépendre du contrôle de masse et préférer le contrôle ou la maîtrise du processus.
4 – Améliorer la qualité des matériaux, des composants et des équipements achetés.
5 – Rechercher continuellement les défauts (gaspillages…) et les insuffisances du système mis en place (conception, achats, qualification…) et toujours chercher à l'améliorer.
6 – Introduire et utiliser des méthodes modernes de travail, améliorer les qualifications.
7 – Introduire et utiliser des méthodes modernes de supervision ou d'encadrement.
8 – Éliminer la crainte et la peur : peur du changement, crainte des connaissances à acquérir, peur de s'informer, de justifier de mauvais résultats…
9 – Abattre les barrières et les cloisons entre les départements de l'entreprise.
10 – Éliminer l'usage des objectifs chiffrés, se débarrasser des slogans : des procédures, des investissements et de meilleurs outils sont plus efficaces que les affiches prônant le zéro défaut.
11 – Éliminer les standards de travail prescrivant des quotas numériques.
12 – Susciter et créer une satisfaction ou une fierté dans le travail.
13 – Réaliser des programmes d'éducation et de qualification.
14 – Créer une organisation appropriée à une politique visant la qualité.

3. Normalisation

L'ISO 9000 donne les principes et le vocabulaire concernant la qualité (notions de base
L'ISO 9001 indique et liste les exigences à satisfaire (définies et développées par l'ISO 900
et l'ISO 9003) pour assurer la qualité du produit et la satisfaction des clients. L'ISO 900
donne les lignes directrices pour améliorer les performances et la satisfaction des clients.

V – Système de management de la qualité

Démarche d'une entreprise dont le but est donner confiance dans la capacité de ses processus et la qualité de ses produits, tout en se dotant d'une base pour l'amélioration continue.
Principales étapes : identification des besoins et attentes clients, politique qualité et objectifs, processus à mettre en place et responsabilités, ressources nécessaires, méthodes de mesure (efficacité et efficience), moyens pour empêcher les non conformités, amélioration continue.

VI – Assurance de la qualité

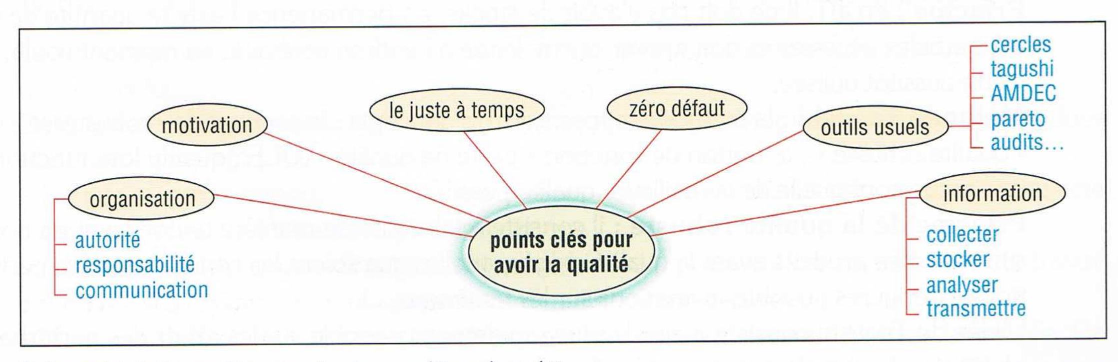
L'assurance qualité est centrée sur le contrôle et les procédures à utiliser pour garantir la qualité. Son but, donner confiance en l'obtention de la conformité du produit, démontrer que l'on respecte les procédures, vérifier que le système est au point et l'effet positif des actions correctives. L'entreprise doit s'organiser de façon à sortir des produits bons et sans défauts du premier coup et ne pas attendre les réactions et retours des clients mécontents. La qualité doit être obtenue de façon systématique et continue dans le temps.
Remarque : les normes ISO 9002 et ISO 9003 sont des modèles, sortes d'aide-mémoire, définissant les différents points à traiter et exigences (lister par l'ISO 9001) pour réaliser l'assurance qualité : responsabilités de la direction, maîtrise des achats, des procédés, du produit non conforme, du conditionnement, du stockage, de la livraison…

VII – Maîtrise de la qualité

Étroitement liée à la notion d'assurance qualité, la maîtrise de la qualité regroupe l'ensemble des techniques et activités opérationnelles utilisées pour satisfaire aux exigences de la qualité (cahiers des charges, conformité du produit, contrôle opérationnel, pilotage des processus…). Elle veille à la conformité du produit sortant et vise à éliminer les non conformités.

VIII – Conditions pour réussir la qualité

La motivation de l'ensemble des intervenants, du P-DG à l'opérateur en bout de chaîne, un bon réseau de communication des informations (décisions prises…), une bonne organisation pour la mise en œuvre, une politique de zéro défaut, le juste à temps et des cercles de qualité sont les éléments fondamentaux pour réussir la qualité.



8. Les points indispensables pour réussir une politique de qualité.

1. Motivation et organisation

Organisation : le système qualité mis en place a l'autorité, la responsabilité et doit assurer la communication dans toutes les directions de l'entreprise (horizontalement et verticalement) afin de faciliter l'accomplissement du travail et des objectifs.

Motivation : moteur de la qualité, elle influence le comportement des intervenants. Il faut tout faire pour la susciter, l'obtenir et la maintenir. Intérieure et personnelle, elle varie d'un individu à l'autre, dépend de ses besoins ou désirs et peut être influencée (gain, prime...).

Les besoins humains fondamentaux, sources de motivation

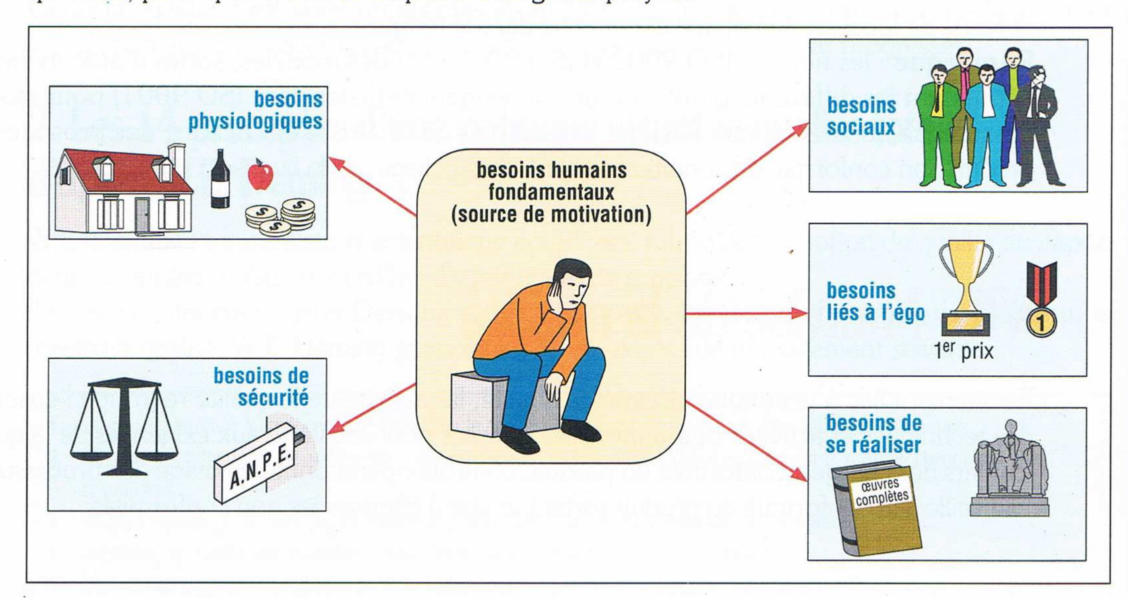
– Besoins physiologiques : nourriture, abri, salaires, primes suite à un travail bien fait, voyages...

– Besoin de sécurité : sauvegarder son emploi, habiter dans un quartier « calme »...

– Besoins sociaux : envie d'appartenir à un groupe et d'y rester (proposer à un individu de faire partie d'une équipe, une fois intégré il se produit un effet de corps...).

– Besoins liés à l'ego : besoin d'être respecté ou estimé (reconnaissance au travers de prix, de récompenses honorifiques). Valorisation par une formation complémentaire ...

– Besoin de se réaliser ou de s'accomplir : besoin de créer, d'inventer, de réaliser une œuvre qui reste, participer à la mise en place d'un grand projet...



9. Besoins humains fondamentaux, sources de motivation.

2. Juste à temps (JIT) - Méthode Tagushi

Le « Juste à temps », ou « flux tendu », diminue le prix global de la qualité en assurant une meilleure gestion des stocks à tous les niveaux de l'entreprise : achats, fabrication (Kanban...), produits finis sortants, etc. Il s'applique à toutes les formes de production.

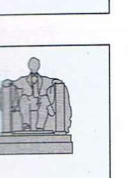
Principe : en JIT, il ne doit pas y avoir de stocks, en permanence l'exacte quantité de biens ou d'articles nécessaires doit arriver et être livrée à l'endroit souhaité, au moment voulu, pour y être aussitôt utilisée.

Méthode Tagushi : la méthode repose sur trois concepts : le concept de « robustesse » ou de « qualité robuste » ; la notion de fonction « perte de qualité » (QLF : quality loss function) ; la recherche continuelle de la meilleure qualité possible.

Principe de la qualité robuste : il consiste à fabriquer de manière uniforme et en nombre suffisant, des produits ayant la qualité exigée, quelles que soient les conditions et les perturbations extérieures possibles (variations sur les matériaux...).

L'idée de Tagushi consiste à agir le plus rapidement possible sur les effets des perturbations plutôt que de chercher à en modifier les causes.



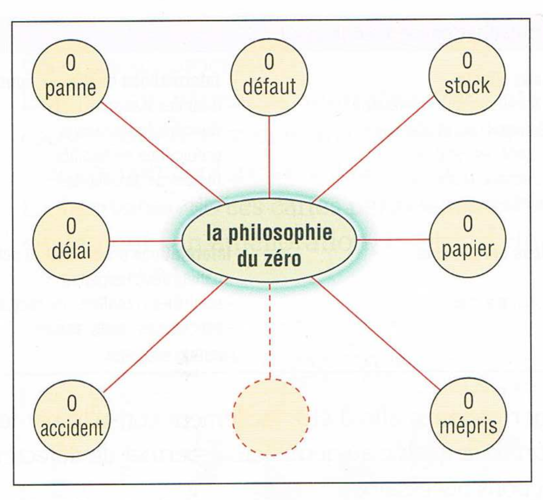


3. Cercles de qualité

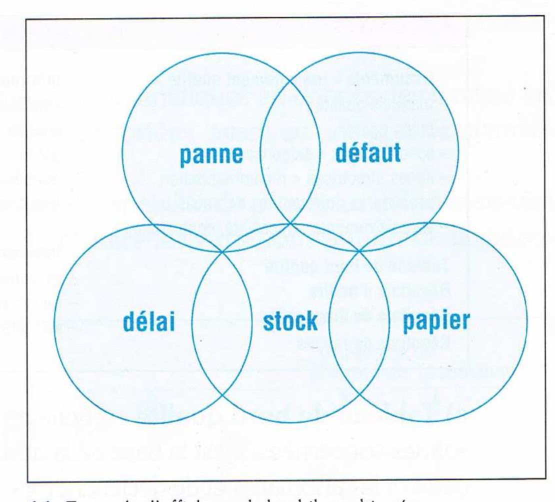
Apparus en 1962 au Japon, leur succès peut être attribué à trois facteurs : l'usage de statistiques, la dynamique de groupe et la satisfaction dans le travail.
Composition : de 4 à 15 individus (adhésion volontaire) pouvant appartenir à des niveaux différents de l'entreprise, à un même service ou non. À la tête, un responsable ou un animateur principal, sorte de régulateur qui fixe les objectifs de travail, aidé par un animateur occasionnel, qui collecte les données et informations nécessaires à la résolution d'un problème particulier.
Mode de travail : les membres se rencontrent régulièrement pour définir, analyser, choisir et résoudre les problèmes concernant la qualité rencontrés dans leur travail. De tous les problèmes, le cercle retient le plus important et focalise son attention dessus (« brainstorming »).
Philosophie : c'est réunir les personnes directement concernées par un problème donné afin d'en débattre. Connaissant leur travail mieux que quiconque, elles sont les mieux placées pour trouver les solutions et stopper les gaspillages.

Principaux apports des cercles de qualité	
– Amélioration de la qualité. – Réduction des gaspillages. – Modification des attitudes et des comportements. – Réduction des coûts. – Amélioration de la sécurité. – Collecte de données (histogrammes, diagrammes, Ishikawa).	– Plus grande productivité. – Augmentation de la satisfaction du travail réalisé. – Mise en place et cohésion des équipes. – Amélioration des compétences et des savoir-faire… – Amélioration de la communication.

4. Zéro défaut - Philosophie du zéro



10. Philosophie du zéro.



11. Exemple d'affichage de la philosophie zéro.

La philosophie du zéro peut s'appliquer à de nombreuses non-qualités : défauts, pannes, délais, stocks…
Dans le cas d'un programme zéro défaut, l'objectif est d'éliminer les défauts ou erreurs dues aux intervenants. Ces défauts résultent d'une combinaison des causes ci-dessous :
– Ne pas savoir comment réaliser correctement l'opération demandée « se corrige par une formation ou une qualification complémentaire ».
– Ne pas avoir les moyens (équipements, machines…) pour réaliser correctement le travail envisagé « se corrige par un remplacement d'outils ou de machines ».
– Manquer d'attention ou de concentration pour réaliser correctement la tâche demandée. Ce point est le plus difficile à corriger car il dépend le plus souvent de l'attitude de la personne

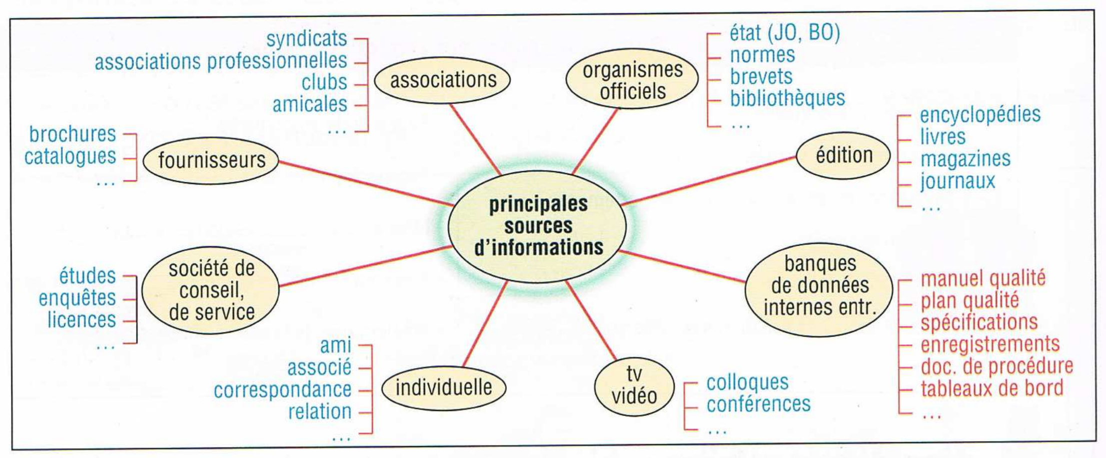
effectuant le travail. En général, ce changement d'attitude est l'objectif d'un programme zéro défaut.

L'auto-contrôle : c'est un mode de contrôle selon lequel une personne exerce son propre contrôle sur le résultat de son travail, à partir des règles définies par l'assurance qualité qui consiste à apprécier soi-même son travail.

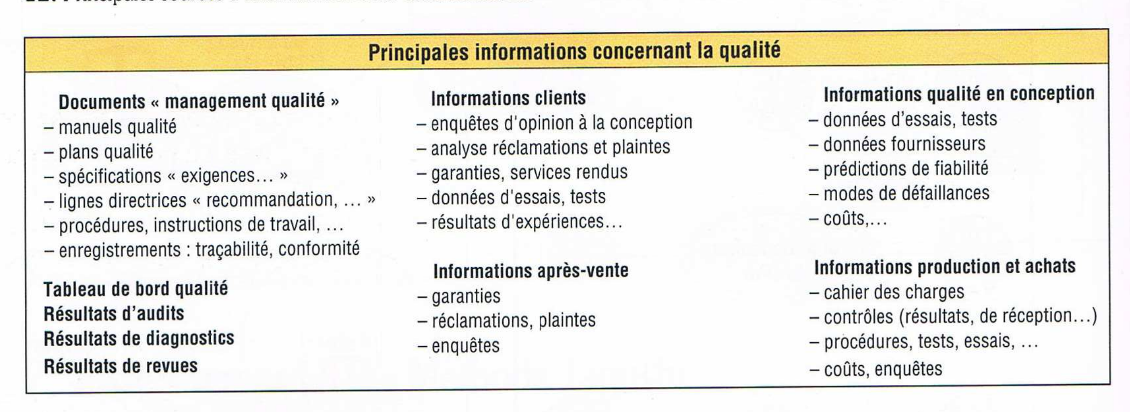
Utilisé à tous les rangs hiérarchiques, l'auto-contrôle est une des conditions pour réussir le zéro défaut.

5. Information, communication et documentation

Il faut un système bien organisé pour collecter, stocker, analyser et transmettre les informations concernant la qualité afin d'assister les décisions qui doivent être prises à tous les niveaux de l'entreprise. Une bonne documentation permet la communication des desseins et la cohérence des objectifs.



12. Principales sources d'informations et de documentation.



Principales informations concernant la qualité		
Documents « management qualité »	**Informations clients**	**Informations qualité en conception**
– manuels qualité	– enquêtes d'opinion à la conception	– données d'essais, tests
– plans qualité	– analyse réclamations et plaintes	– données fournisseurs
– spécifications « exigences... »	– garanties, services rendus	– prédictions de fiabilité
– lignes directrices « recommandation, ... »	– données d'essais, tests	– modes de défaillances
– procédures, instructions de travail, ...	– résultats d'expériences...	– coûts,...
– enregistrements : traçabilité, conformité	**Informations après-vente**	**Informations production et achats**
Tableau de bord qualité	– garanties	– cahier des charges
Résultats d'audits	– réclamations, plaintes	– contrôles (résultats, de réception...)
Résultats de diagnostics	– enquêtes	– procédures, tests, essais, ...
Résultats de revues		– coûts, enquêtes

a) Tableau de bord qualité : affiché en permanence afin d'être facilement consulté par les personnes concernées, c'est la base de la gestion de la qualité au quotidien. Il permet de détecter rapidement les anomalies et de déclencher les actions nécessaires.

Il est établi à partir de relevés de synthèse réguliers et périodiques concernant les principaux indicateurs de niveau de la qualité : achats et fournisseurs, production, services, satisfaction des clients...

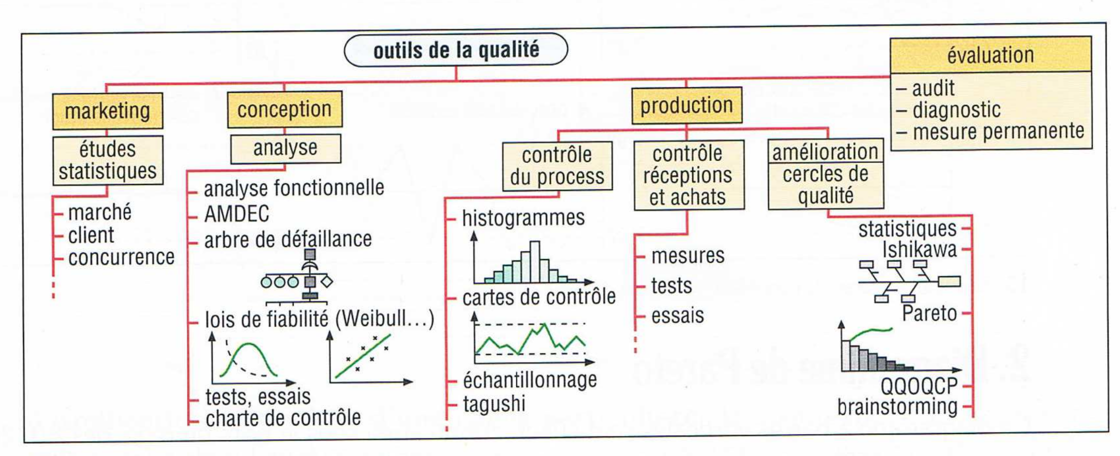
Sur le tableau sont inscrits le niveau de l'indicateur et la tendance.

Exemples : nombre de pannes 7 « en augmentation », pourcentage de livraisons en retard 5 % « en baisse »...

b) Manuel qualité : lorsqu'une entreprise a mis en place les procédures et les moyens nécessaires pour assurer la qualité, elle souhaite informer à la fois son personnel, ses clients (actuels ou potentiels), ses fournisseurs, d'autres entreprises (sous-traitance...) et éventuellement des organismes officiels dans le but d'obtenir à terme une certification.

À cette fin, le manuel qualité, mis à jour régulièrement, est à la fois un outil d'information mais aussi un document de référence à consulter. Il rassemble toutes les informations importantes concernant tout ce qui est mis en œuvre pour maîtriser la qualité dans l'entreprise : cahiers des charges, procédures, moyens à utiliser, données…

IX – Méthodes et outils utilisés pour maîtriser la qualité



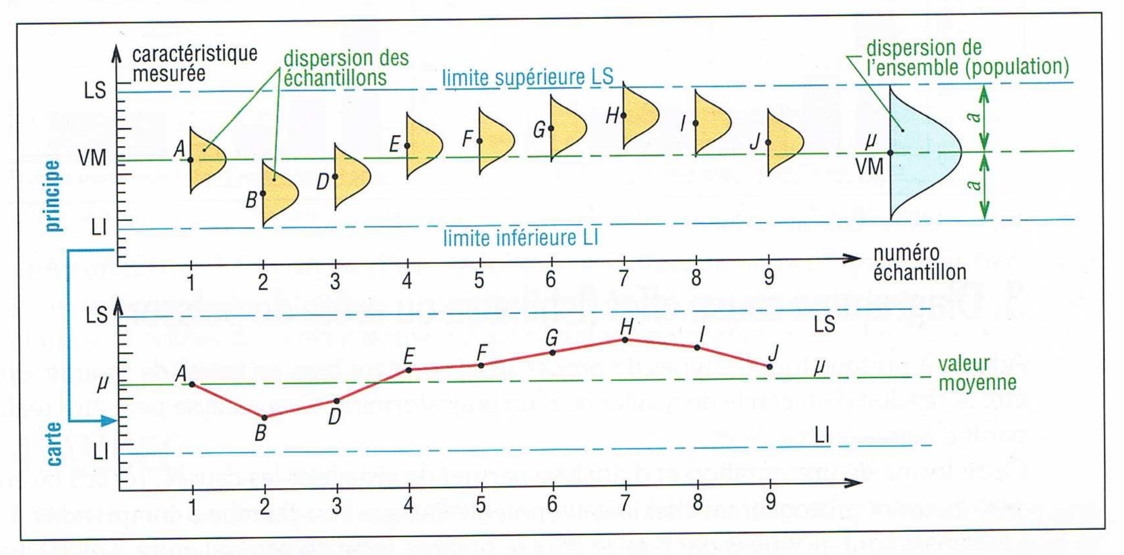
13. Principaux outils pour maîtriser la qualité.

1. Cartes de contrôle

Cet outil statistique est utilisé pour maîtriser, contrôler et observer les variations d'une production ou d'un processus.

Lorsque des variations anormales sont détectées (caractéristiques en dehors des limites) les causes doivent être déterminées et des corrections apportées avant qu'une grande quantité d'objets non conformes soit fabriquée.

L'observation de ces cartes permet aussi d'évaluer la capabilité du processus utilisé mais vise également son amélioration, l'objectif étant de réduire les variations autour de la valeur moyenne VM.

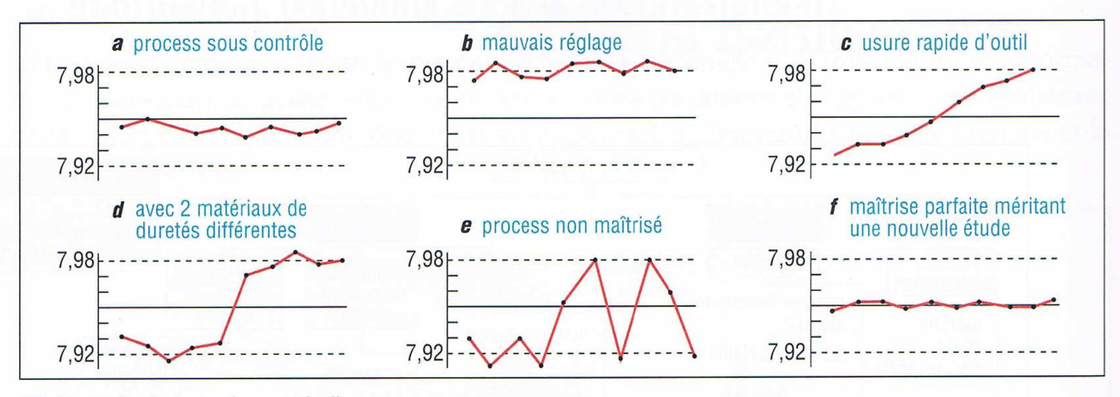


14. Principe des cartes de contrôle.

a) Principe : les caractéristiques, portées point par point sur les cartes (points *A*, *B*...), sont mesurées ou calculées à partir d'échantillons de population successifs (tailles usuelles : 5, 10, 15 individus) prélevés dans la ligne de production. Les valeurs doivent être situées dans les limites prévues (entre LS et LI) et rester aussi proches que possible de la valeur moyenne (VM ou μ).

b) Caractéristiques mesurées : la valeur moyenne des échantillons « est employée pour détecter les variations de la valeur moyenne du procédé ». Les dispersions ou les écarts-types des échantillons « permettent de détecter les changements dans la dispersion du procédé... »

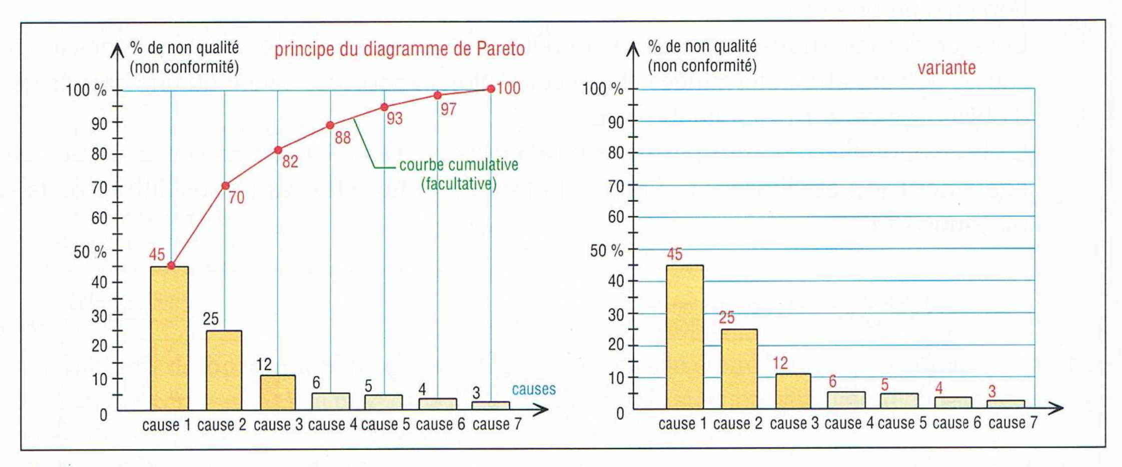
Exemples : cartes typiques obtenues en usinage (VM = 7,95 mm ; LS = 7,98 et LI = 7,92).



15. Exemples de cartes de contrôle d'un usinage.

2. Diagramme de Pareto

Ce diagramme à barres verticales particulier, connu aussi sous le nom de règle des 80/20 ou de méthode ABC, peut s'appliquer à tous les domaines et observations.
D'après Pareto, on estime qu'environ 80 % des coûts de non-qualité proviennent de 20 % seulement des fonctions, d'où loi des 80/20. Le diagramme fait clairement apparaître la ou les causes principales à l'origine du plus grand nombre d'effets (défauts, non-qualité...). Il peut servir pour établir des priorités afin d'améliorer la qualité.



16. Exemples de diagrammes de Pareto.

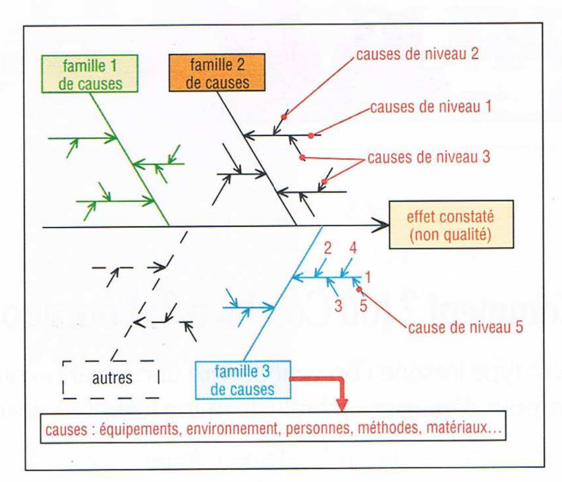
3. Diagramme cause-effet (Ishikawa ou arête de poisson)

Adapté à presque tous les types de processus, il convient bien au travail de groupe ; il peut être le résultat d'un cercle de qualité ou d'un brainstorming. Son analyse peut être réalisée à partir d'autres outils : Pareto...
Cette forme de présentation et d'analyse permet de visualiser les causes, réelles ou supposées, pouvant provoquer un effet (défaut, non-qualité) que l'on cherche à comprendre.
Les causes sont groupées par famille dont le nombre varie en général entre 3 et 10, valeurs usuelles : 5 et 6.

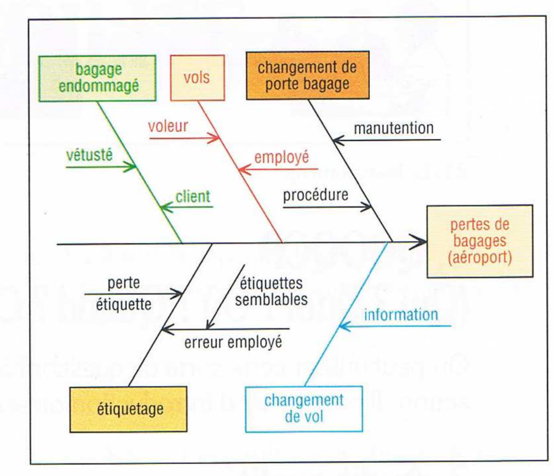
a) Forme générale, cas d'une non-qualité : plusieurs formes variantes et plusieurs familles de causes sont possibles (principe : **fig. 17**).

Exemple : l'effet constaté, perte des bagages dans un aéroport, est tracé à droite du diagramme. Après un travail de groupe, les principales familles de causes identifiées sont portées à l'extrémité des arêtes principales et les causes retenues sur les arêtes intermédiaires (fig. 18).

Des subdivisions sont toujours possibles, pour l'étiquetage, les erreurs des employés peuvent être de plusieurs natures : confusion entre étiquettes semblables, inattention…



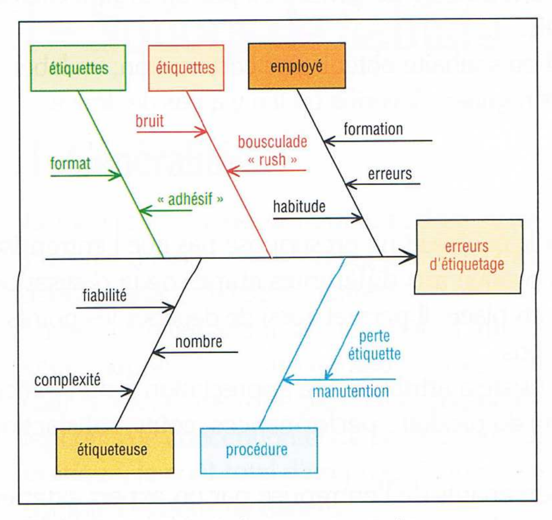
17. Forme générale.



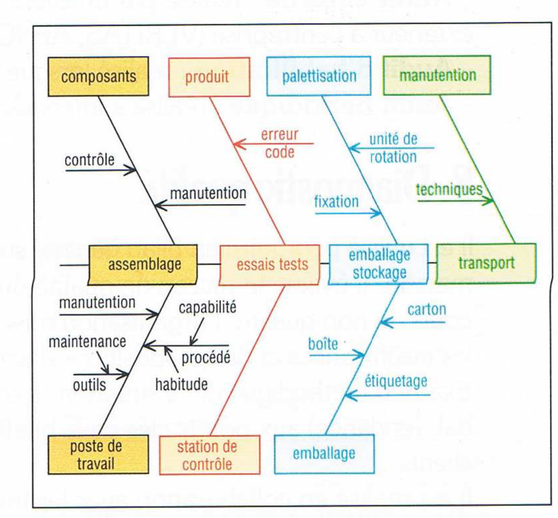
18. Exemple d'application du diagramme cause-effet.

b) Application à l'analyse d'une cause particulière : le diagramme peut aussi servir à centrer ou focaliser l'analyse sur un domaine ou une famille précise jugée importante du diagramme principal.

Exemple : diagramme des erreurs d'étiquetage correspondant à la perte des bagages **(fig. 19)**.



19. Application à l'étude d'une cause particulière.



20. Application à l'analyse d'un processus.

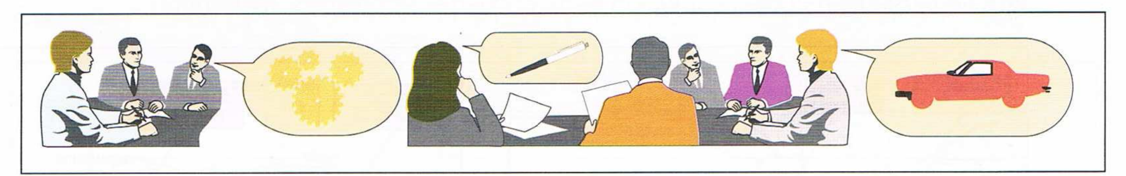
c) Application à l'analyse d'un processus : le diagramme peut également être utilisé pour suivre un produit à travers son processus. Les causes rencontrées (défauts, etc.) à chaque étape sont notées sur le diagramme, ce qui permet la prévention en mettant en évidence les problèmes possibles **(fig. 20)**.

4. AMDEC

Utilisée au moment de la conception du produit pour assurer la qualité, c'est une méthode d'analyse des modes de défaillances, de leurs effets, de leur gravité et de leur criticité (voir le chapitre 37 page 439 : méthodes d'analyse)

5. Brainstorming ou « remue-méninges »

Liée à la créativité, cette technique de travail de groupe est utilisée pour rechercher des idées ou des voies nouvelles.
Les membres du groupe sont conviés, par un animateur qui note tout, à dire tout ce qui leur vient à l'esprit sur un sujet donné, sans se soucier de réalisme, rationalité, triage, critiques…
Une fois terminé, les idées sont classées, regroupées, analysées, stockées puis exploitées.



21. Le brainstorming.

6. QQOQCP
(Qui ? Quoi ? Où ? Quand ? Comment ? (ou Combien ?) Pourquoi ?)

On peut utiliser cette sorte de questionnaire type lorsque l'on veut décrire une situation ou une action. Il peut servir d'introduction ou sert pour démarrer un brainstorming (début de séance).

7. Audit qualité

Il permet d'apprécier la situation et se traite sous forme d'examen méthodique, éventuellement noté, concernant la qualité d'un produit, d'une organisation ou d'un processus. L'audit suppose l'existence d'une référence en matière de qualité. Différents cas peuvent se présenter :
– **Audit interne** : par exemple réalisé par un responsable du service qualité de l'entreprise.
– **Audit externe** : réalisé par un client, une société de conseil ou par un organisme officiel extérieur à l'entreprise (VERITAS, AFNOR…).
– **Audit d'habilitation** : réalisé lorsque l'on souhaite obtenir une certification, un label…
– **Audit périodique** : réalisé à intervalles réguliers, il vérifie qu'il n'y a pas de dérive.

8. Diagnostic qualité

Il est utilisé pour faire un bilan général sur la qualité et ne présuppose pas que l'entreprise soit malade. Il évalue le niveau de qualité du produit aux différentes étapes de la réalisation, les coûts de non-qualité, l'organisation mise en place. Il permet aussi de dégager les points forts, les insuffisances et des propositions d'actions.
Examen méthodique de la situation, il consiste à attribuer une appréciation (note, indice global, tendance) aux points clés de la qualité du produit : performances, coûts, satisfaction des clients…
Il est réalisé en collaboration avec les intervenants de l'entreprise par un expert extérieur ou non (entretiens, réunions de groupe, visites…).

9. Certification, homologation et label

Après avoir mis en place les procédures, les moyens nécessaires pour assurer la qualité et rédiger son manuel qualité une entreprise souhaite ensuite obtenir une certification.
La certification est la reconnaissance par un organisme agréé de la qualité d'un produit, d'un service ou de l'entreprise elle-même, sorte de diplôme garantissant la qualité. Sa valeur dépend de la notoriété de l'organisme l'attribuant.

Exemple : en France l'AFAQ, dépendant de l'AFNOR, délivre une certification nationale d'assurance qualité aux entreprises.

39 FIABILITÉ MAINTENABILITÉ DISPONIBILITÉ DURABILITÉ

Objectifs

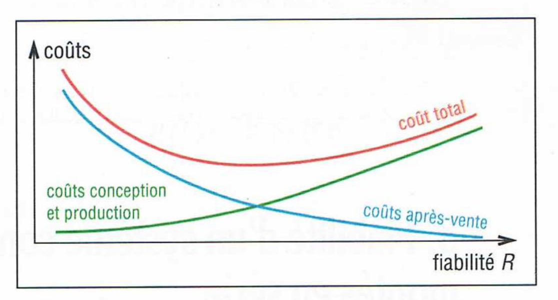
- Définir la fiabilité, la maintenabilité, la disponibilité et la durabilité.
- Donner des éléments de calcul concernant la fiabilité de composants montés en série et en parallèle.
- Proposer des exercices d'application.

Fiabilité, maintenabilité, disponibilité et durabilité sont des composantes essentielles de la qualité d'un produit. Elles sont retenues comme critères fondamentaux pour leur élaboration et sont prises en considération dès le début des projets : définition du besoin, conceptualisation et avant-projet.

I - Notions de fiabilité

1. Généralités

La fiabilité caractérise l'aptitude d'un système ou d'un matériel à fonctionner sans incidents pendant un temps donné.
La non-fiabilité augmente les coûts d'après-vente : applications des garanties, frais judiciaires, etc. Construire plus fiable augmente les coûts de conception et de production. En pratique, le coût total d'un produit prend en compte ces deux tendances.



1. Évolution des coûts en fonction de l'augmentation de la fiabilité.

Remarques :

– La fiabilité d'une machine a tendance à diminuer avec le nombre de ses composants. Plus les composants sont nombreux ou complexes et plus la fiabilité est difficile à maîtriser.

– Une très haute qualité pour chaque composant n'entraîne pas nécessairement une grande fiabilité. Après assemblage, les interactions qui se produisent entre les composants diminuent la capacité de l'ensemble.

– Une grande fiabilité sous certaines conditions n'implique pas une grande fiabilité sous d'autres conditions. Exemple : une huile moteur prévue pour climats très froids ne convient pas forcément sous les climats tropicaux.

2. Définitions

a) Fiabilité (R) : c'est la probabilité ($0 \leqslant R \leqslant 1$) qu'a un produit d'accomplir de manière satisfaisante une fonction requise, sous des conditions données et pendant une période de temps donnée.

Exemple : $R = 0{,}86$ au bout de 75 heures, signifie que le produit à 86 chances sur 100 (86 % de chances) de fonctionner correctement pendant les 75 premières heures.

b) Indicateurs de fiabilité (λ) et (MTBF)

Taux de défaillances ou taux d'avaries (λ) : il représente le pourcentage de défaillances pendant un temps donné (caractérise la vitesse de variation de la fiabilité).

$$\lambda = \frac{\text{nombre total de défaillances pendant le service}}{\text{durée totale de bon fonctionnement}}$$

Les unités sont : le nombre de défaillances par heure, le pourcentage de défaillances pour 1 000 heures…

Remarque : la durée de bon fonctionnement est égale à la durée totale en service moins la durée des défaillances.

Un produit ayant $10^{-7} < \lambda < 10^{-5}$ pour 1 000 heures (ou $10^{-4} < \lambda < 10^{-2}$ par heure) présente un bon niveau commercial de fiabilité.

MTBF (*Mean Time Between Failures*) temps moyen entre défaillances :

$$\text{MTBF} = \frac{\text{somme des temps de fonctionnement entre les } n \text{ défaillances}}{\text{nombre des temps de bon fonctionnement}}$$

Si λ est constant : MTBF = $1/\lambda$

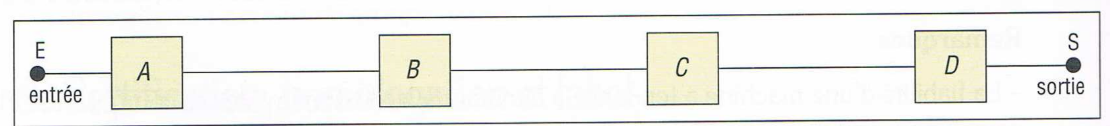
Exemple : une pompe industrielle a fonctionné pendant 10 000 heures en service continu avec sept pannes dont les durées respectives sont : 4 - 2,5 - 6 - 12 - 1,5 - 36 - 3,5 heures. Calculez son MTBF.

$$\text{MTBF} = \frac{10\,000 - (4 + 2{,}5 + 6 + 12 + 1{,}5 + 36 + 3{,}5)}{7}$$

$$= \frac{10\,000 - 65{,}5}{7} = \frac{9\,934{,}5}{7} = 1\,419{,}2 \text{ heures}$$

$$\lambda = \frac{7}{9\,934{,}5} = \frac{1}{\text{MTBF}} = 0{,}000\,7 \text{ défaillance par heure}$$

3. Fiabilité d'un système constitué de plusieurs composants montés en série



2. Cas de 4 composants connectés en série.

a) Cas général : la fiabilité R_s d'un ensemble de n constituants connectés en série est égale au produit des fiabilités respectives $R_1, R_2, \ldots, R_N$ de chaque composant.

$$R_s = (R_1).(R_2).(R_3)\ldots(R_N)$$

Si les n composants sont identiques et tous de même fiabilité R : $R_s = (R)^n$

Exemples :

– Un poste de radio est constitué des quatre composants suivants montés en série : alimentation ($R = 0,95$), récepteur ($R = 0,99$), amplificateur ($R = 0,97$) et haut-parleur ($R = 0,98$). Quelle est la fiabilité globale ?

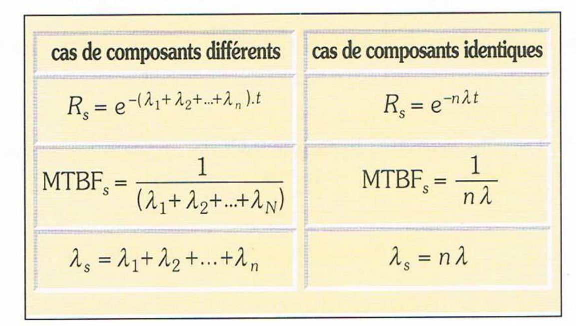
$R_s = 0,95 \times 0,99 \times 0,97 \times 0,98 = 0,894$ (89,4 %)

– Une machine à écrire est constituée de 2 000 composants montés en série ayant tous la même fiabilité (très élevée) $R = 0,999\,9$. Quelle est la fiabilité globale ?

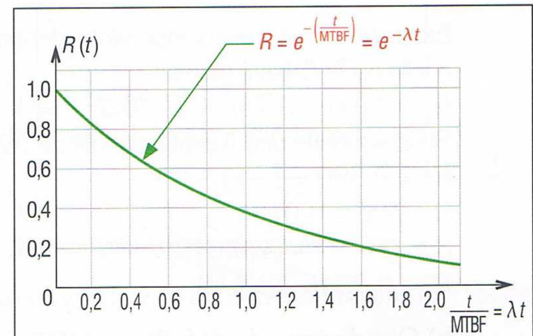
$Rs = (R)^n = (0,999\,9)^{2\,000} = 0,818\,7$ (≈ 82 %)

Si le nombre de composants est divisé par 2 : $R_s = 0,9999^{1\,000} = 0,904\,8$ (90,5 %)
La valeur de R si on souhaite une fiabilité de 90 % avec les 2 000 composants est de :
$R_s = (R)^{2\,000} = 0,9$
$\ln(R_s) = 2\,000.\ln(R) = \ln(0,9)$
$R = 0,999\,95$

b) Cas de taux de défaillances ($\lambda_1, \lambda_2, ..., \lambda_N$) constants



cas de composants différents	cas de composants identiques
$R_s = e^{-(\lambda_1+\lambda_2+...+\lambda_n).t}$	$R_s = e^{-n\lambda t}$
$\text{MTBF}_s = \dfrac{1}{(\lambda_1+\lambda_2+...+\lambda_N)}$	$\text{MTBF}_s = \dfrac{1}{n\lambda}$
$\lambda_s = \lambda_1 + \lambda_2 + ... + \lambda_n$	$\lambda_s = n\lambda$



3. Allure de la fiabilité dans le cas d'une distribution exponentielle.

Exemple : Soit quatre composants en série dont les taux de pannes constants respectifs pour 1 000 heures sont : 0,052 - 0,056 - 0,042 et 0,047.

a) Quelle est la probabilité pour que le système survive jusqu'à 5 000 heures ?
À 5 000 heures correspond $t = 5$ (λ est exprimé pour 1 000 heures)
$R(5) = e^{-(0,052+0,056+0,042+0,047).t} = e^{-0,197.5} = e^{-0,985} = 0,373$ (37,3 %)
$\lambda = 0,052 + 0,056 + 0,042 + 0,047 = 0,197$ (19,7 % de défaillances pour 1 000 heures)

b) Quelle est la valeur du MTBF_s de l'ensemble ?

$$\text{MTBF}_s = \frac{1}{0,052 + 0,056 + 0,042 + 0,047} = \frac{1}{0,197} = 5,08$$

(soit un temps moyen entre défaillances de 5 000 heures environ).

4. Fiabilité d'un système constitué de composants montés en parallèle (redondances)

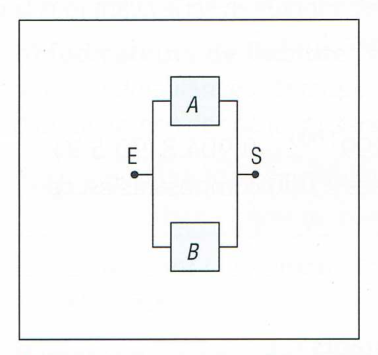
La fiabilité d'un système peut être augmentée en plaçant les composants en parallèle. Un dispositif constitué de n composants en parallèle ne peut tomber en panne que si les n composants tombent en panne au même moment.

a) Cas général
Si F_i est la probabilité de panne d'un composant, la fiabilité associée R_i est son complémentaire : $F_i = 1 - R_i$.

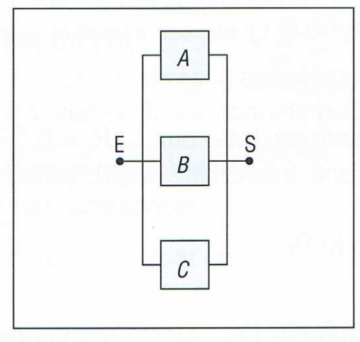
Pour n composants connectés en parallèle ayant des probabilités de panne $[F_1, F_2,\ldots, F_N]$ et des fiabilités associées $[R_1, R_2,\ldots, R_N]$, la probabilité de panne F_p et la fiabilité R_p de l'ensemble des n composants en parallèle sont :

$$F_p = (F_1).(F_2)\ldots(F_n) = (1 - R_1)(1 - R_2)\ldots(1 - R_n) \quad ; \quad R_p = 1 - (1 - R_1)(1 - R_2)\ldots(1 - R_n)$$

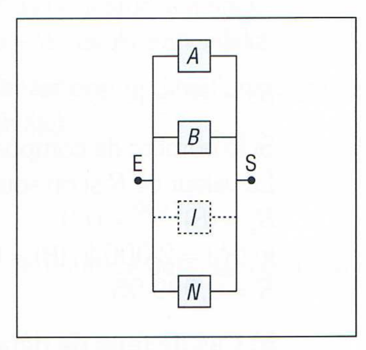
Si les n composants sont identiques et tous de même fiabilité R : $R_p = 1 - (1 - R)^n$



4. Deux composants en parallèle.



5. Trois composants en parallèle.



6. n composants en parallèle.

Exemple : soit trois composants identiques de même fiabilité (R = 0,75) connectés en parallèle, quelle est la fiabilité globale ?
$R_p = 1 - (1 - 0{,}75)^3 = 1 - (0{,}25)^3 = 1 - 0{,}0156 = 0{,}984$
Si on souhaite une fiabilité globale de 99 %, quelle doit être la fiabilité R' de chaque composant ?
$R_p = 0{,}990 = 1 - (1 - R')^3$
$(1 - R')^3 = 0{,}010$
$3.\ln(1 - R') = \ln(0{,}010)$
$R' = 0{,}7846$ (78,5 %)

b) Cas de taux de défaillances (λ_1, λ_2, ..., λ_N) constants

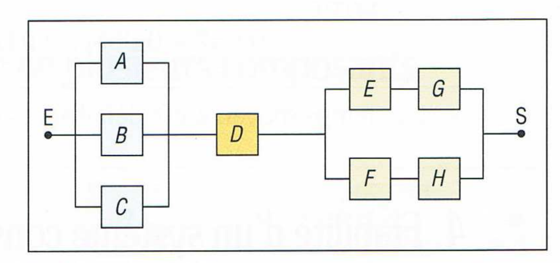
Cas général: $R_p(t) = 1 - (1 - e^{\lambda_1 \cdot t})(1 - e^{\lambda_2 \cdot t})\ldots(1 - e^{\lambda_n \cdot t})$
Cas de n composants identiques (tous de même taux de pannes λ) :
$R_p(t) = 1 - (1 - e^{\lambda t})^n$

$$\text{MTBF}_s = \frac{1}{\lambda}\left[1 + \frac{1}{2} + \frac{1}{3} + \ldots + \frac{1}{n}\right]$$

5. Combinaisons de composants en série et en parallèle

C'est la combinaison des deux cas précédents.

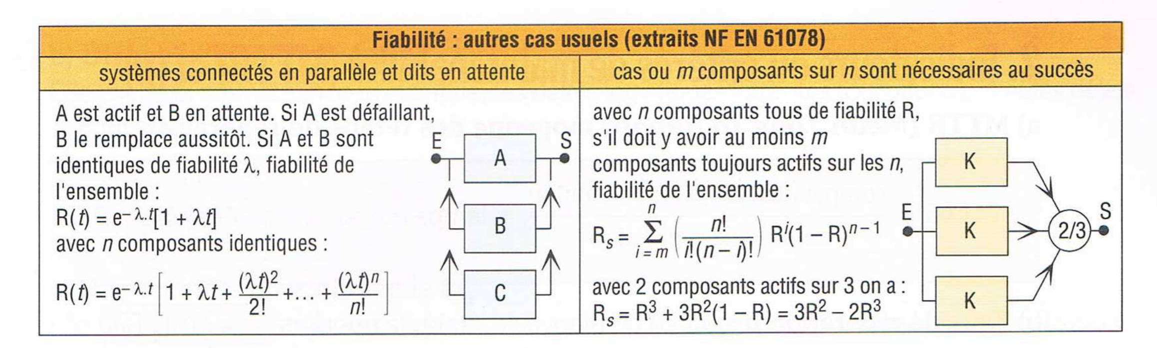
Exemple : les trois composants A, B et C étant identiques, déterminons la fiabilité R_e de l'ensemble **(fig. 7)**. Les fiabilités respectives des composants sont indiquées dans le tableau ci-dessous.



7. Combinaisons de composants en parallèle et en série.

Composants	A	B	C	D	E	F	G	H
Fiabilités	0,65	0,65	0,65	0,96	0,92	0,89	0,87	1

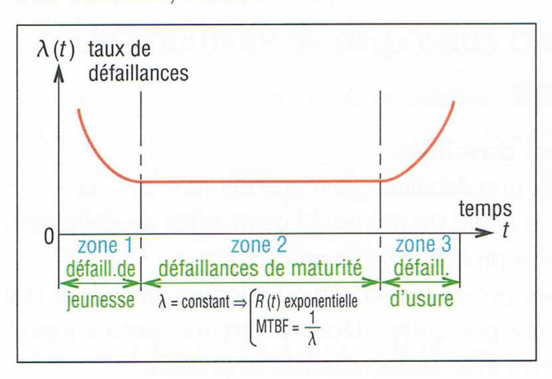
$R_e = [1 - (1 - 0{,}65)^3].[0{,}96].[1 - (1 - 0{,}92.0{,}87)(1 - 0{,}89.1)]$
$= 0{,}957.0{,}96.0{,}978 = 0{,}899$ (environ 90 %)



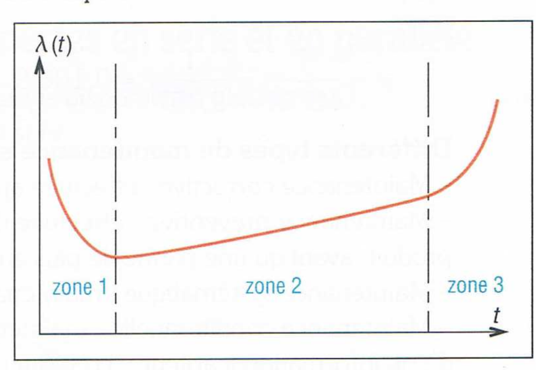
Fiabilité : autres cas usuels (extraits NF EN 61078)	
systèmes connectés en parallèle et dits en attente	cas ou m composants sur n sont nécessaires au succès
A est actif et B en attente. Si A est défaillant, B le remplace aussitôt. Si A et B sont identiques de fiabilité λ, fiabilité de l'ensemble : $R(t) = e^{-\lambda . t}[1 + \lambda t]$ avec n composants identiques : $R(t) = e^{-\lambda . t}\left[1 + \lambda t + \frac{(\lambda t)^2}{2!} + \ldots + \frac{(\lambda t)^n}{n!}\right]$	avec n composants tous de fiabilité R, s'il doit y avoir au moins m composants toujours actifs sur les n, fiabilité de l'ensemble : $R_s = \sum_{i=m}^{n} \left(\frac{n!}{i!(n-i)!}\right) R^i(1-R)^{n-i}$ avec 2 composants actifs sur 3 on a : $R_s = R^3 + 3R^2(1-R) = 3R^2 - 2R^3$

6. Allures typiques du taux de défaillance λ

Plusieurs fonctions ou modèles statistiques peuvent être utilisés pour représenter $\lambda(t)$ qui peut être constant, croissant ou décroissant au cours du temps t.



8. Allure typique des composants électroniques.



9. Allure typique des composants mécaniques.

Pour la majorité des produits industriels, les variations de $\lambda(t)$ au cours du temps (sortes de « courbes en baignoire ») présentent trois zones typiques :

a) Zone 1 (début de la vie du produit) : les défaillances sont dites de jeunesse (composants neufs avec défauts de fabrication). $\lambda(t)$ décroît avec le temps.

b) Zone 2 (maturité ou pleine activité du produit) : $\lambda(t)$ est sensiblement constant. C'est le domaine des défaillances imprévisibles ou aléatoires. Si λ est constant ($\lambda(t) = \lambda$) alors $R = e^{-\lambda t}$.

c) Zone 3 (vieillesse du produit) : les défaillances sont dues à l'âge ou à l'usure des composants. $\lambda(t)$ croît avec le temps du fait de la dégradation du matériel (usures mécaniques, fatigue, dérive des composants électroniques...). Les lois de fiabilité utilisables sont : loi normale, Gamma, log normale ou Weibull. La durée de vie usuelle d'un produit s'arrête au début de la zone 3.

Remarque : la courbe 1 est typique des équipements électroniques. Dans le cas des équipements mécaniques $\lambda(t)$ est légèrement croissant dans la zone 2 (courbe 2).

II - Maintenabilité et maintenance

1. Définitions

a) Maintenance : cette fonction consiste à faire revenir (dépannage ou réparation) ou à maintenir (action préventive) tout dispositif dans son état de fonctionnement normal. Elle s'exprime au moyen de la maintenabilité.

b) Maintenabilité : elle traduit la probabilité de remettre un système en état de fonctionner, en un temps donné, dans des conditions données et en retrouvant la fiabilité initiale. Elle s'exprime à l'aide du MTTR. Augmenter la maintenabilité d'un produit c'est le rendre plus facilement réparable.

2. Indicateurs ou critères de maintenabilité (MTTR) et (μ)

a) MTTR (*Mean Time To Repair*) moyenne des temps de réparation

$$\text{MTTR} = \frac{\text{somme des temps de réparation}}{\text{nombre de réparations}} = \text{temps moyen d'une réparation}$$

b) Taux de réparation μ : si μ est constant au cours du temps alors $\mu = 1/\text{MTTR}$.

Exemple : une pompe industrielle a fonctionné pendant 10 000 heures avec sept pannes dont les durées (ou temps de réparation) respectives sont : 4 - 2,5 - 6 - 12 - 1,5 - 36 et 3,5 heures. Calculez la valeur du MTTR.

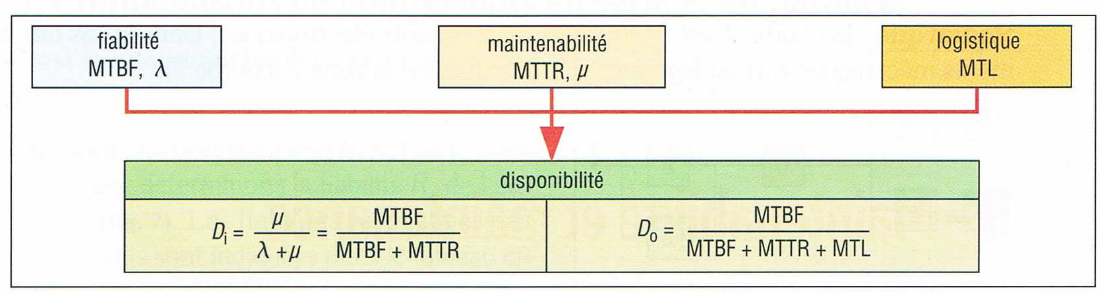
$$\text{MTTR} = \frac{4 + 2{,}5 + 6 + 12 + 1{,}5 + 36 + 3{,}5}{7} = \frac{65{,}5}{7} = 9{,}357 \text{ heures}$$

$$\mu = \frac{1}{\text{MTTR}} = \frac{1}{9{,}357} = 0{,}106\,9$$

Différents types de maintenance sont possibles :
– Maintenance corrective : effectuée après une défaillance ou une panne.
– Maintenance préventive : effectuée dans le but de réduire la probabilité de défaillance d'un produit, avant qu'une panne de plus en plus probable ne se produise.
– Maintenance systématique : maintenance préventive effectuée selon un calendrier établi.
– Maintenance conditionnelle : maintenance préventive dépendant d'une mesure (usure…) ou d'une information (capteur…) révélateur de l'état de dégradation du produit.

III - Disponibilité

Elle traduit l'aptitude d'un dispositif à être en état de fonctionner dans des conditions données. Elle met en évidence l'aptitude à la réparation d'un dispositif en mesurant l'efficacité de la maintenance.
Une haute disponibilité exige une excellente fiabilité (peu de défaillances), une bonne maintenabilité (une grande rapidité de réparation ou de remise en état) et une bonne logistique de maintenance (bonnes procédures d'entretien et de réparations, des moyens en personnel, des stocks de composants…).



10. Fiabilité, maintenabilité, logistique et disponibilités intrinsèque D_i et opérationnelle D_0.

1. Définitions

a) Taux de disponibilité (D)

$$D = \frac{\text{temps d'utilisation et d'attente}}{\text{temps d'utilisation et d'attente + temps de maintenance}}$$

b) Disponibilité intrinsèque D_i
Elle exclut la maintenance préventive, les délais logistiques (attentes fournitures…) et les délais administratifs.

$$D_i = \frac{\text{MTBF}}{\text{MTBF} + \text{MTTR}}$$

c) Disponibilité opérationnelle D_0
Elle prend en compte les délais logistiques avec le MTL (moyenne des temps logistiques de maintenance).

$$D_0 = \frac{\text{MTBF}}{\text{MTBF} + \text{MTTR} + \text{MTL}}$$

2. Disponibilité de dispositifs connectés en série et en parallèle

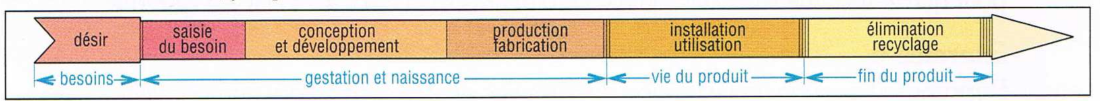
La démarche est la même qu'en fiabilité. Si D_s est la disponibilité globale et $[D_1, D_2,\dots, D_N]$ les disponibilités respectives de chaque composant sont :

En série : $D_s = (D_1)(D_2)\dots(D_N)$
En parallèle : $D_g = 1 - (1 - D_1)(1 - D_2)\dots(1 - D_N)$

IV - Durabilité, durée de vie et cycle de vie d'un produit

1. Cycle de vie d'un produit

Il correspond à l'ensemble de toutes les étapes de la vie du produit, depuis les besoins qui ont amené sa création, jusqu'à sa mort.



11. Cycle de vie d'un produit.

2. Durabilité et durée de vie

a) Durabilité : elle représente la durée de fonctionnement potentielle, attendue ou probable, d'un dispositif pour la fonction ou la mission qui lui a été confiée dans des conditions d'utilisation et de maintenance données.
Remarque : elle dépend de la fiabilité, de la maintenabilité, de la maniabilité, de la qualité de fabrication, du conditionnement, de la logistique, du service après-vente, du marché…

b) Durée de vie
Pour un produit, elle présente les trois aspects suivants :
La durabilité : qui est la durée de fonctionnement probable ou attendue du produit dans les conditions normales d'utilisation.
La durée effective d'utilisation : pour un produit donné, appartenant à une famille de produits identiques, c'est la durée mesurée à partir de la première mise en circulation jusqu'à la cessation d'activité (recyclage ou élimination). Cette durée oscille ou varie de manière statistique autour de la valeur de durabilité précédente.
La durée de présence sur le marché : correspond à la période pendant laquelle un produit d'un type ou modèle donné peut être acquis à l'état neuf.
Exemple : durée de présence sur le marché d'un modèle de voiture.

Durée de vie moyenne de quelques produits usuels				
automobile	lave-linge lave-vaisselle	réfrigérateur congélateur	téléviseur	machine-outil
7 à 8 ans	9 à 10 ans	13 à 15 ans	9 ans	10 à 25 ans

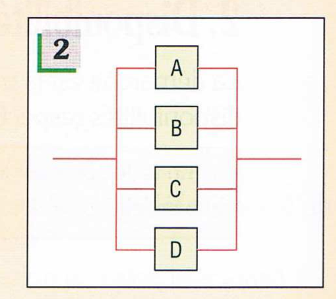
V - Exercices

Exercice 1

Un dispositif est formé de quatre composants connectés en série et de fiabilités respectives : 0,97 - 0,84 - 0,87 et 0,89. Calculer la fiabilité de l'ensemble.

Exercice 2

Reprendre l'énoncé de l'exercice 1 mais avec quatre composants en parallèle. Comparer les résultats des deux exercices.



Exercice 3

Le système de réservation d'une agence de voyage se compose de trois micro-ordinateurs en parallèle. Quelle doit être la fiabilité de chaque appareil si l'on souhaite une fiabilité globale du système de 0,999 ?

Exercice 4

Une photocopieuse se compose de 3 000 composants, connectés en série. Tous les composants ont la même fiabilité (R = 0,999 8). Calculer la fiabilité de l'ensemble. Refaire le calcul avec un nombre de composants divisé par 2 ?

Exercice 5

Un système est formé de quatre composants en série dont les taux de défaillances (constants) pour 1 000 heures sont respectivement : 0,052 - 0,059 - 0,044 et 0,048. Quelle est la probabilité pour que le système survive jusqu'à 4 000 heures ? Calculer le MTBF du système.

Exercice 6

Reprendre l'énoncé de l'exercice 5 mais avec quatre composants en parallèle.

Exercice 7

Un système est formé de n composants identiques en parallèle ayant chacun un taux de défaillances (constant) de 0,05 pour 1 000 heures. Calculer le MTBF du système lorsque n varie de 1 à 8. Quelles conclusions en tirez-vous ?

Exercice 8

Un dispositif est formé de cinq composants montés en série dont les MTBF respectifs en heures sont : 9 540, 15 220, 85 000, 11 200 et 2 600. Calculer la probabilité de survie de l'ensemble pour une durée de 1 000 heures si λ est supposé constant.

Exercice 9

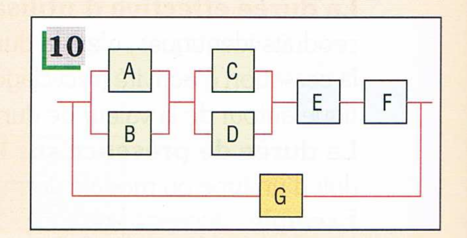
Si λ est constant, quelle est la fiabilité d'un dispositif travaillant pendant une période de temps égale au MTBF ?

Exercice 10

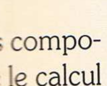
Calculer la fiabilité du dispositif proposé si : $R_A = 0,87$; $R_B = 0,85$; $R_C = R_D = 0,89$; $R_E = 0,94$; $R_F = 0,96$ et $R_G = 0,97$.

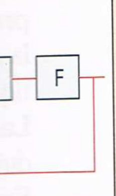
Les fiabilités sont indiquées pour 1 000 heures.

Calculer le taux de défaillances de l'ensemble.











TECHNOLOGIE ET STATISTIQUES

Objectifs

- Donner des notions de probabilité, de population, d'échantillon, d'individu, de variable discrète et de variable continue, de distribution et de fréquence.
- Définir moyenne arithmétique et écart-type.
- Indiquer les caractéristiques et les propriétés des lois statistiques usuelles et de la régression linéaire.
- Application à la cotation fonctionnelle et exercices.

Les statistiques et les probabilités sont l'un des outils mathématiques les plus utiles à la technologie et à ses applications. Elles permettent de prendre des décisions là où les activités et les phénomènes sont pleins d'incertitudes.
Avec elles, de nombreuses données (observations, mesures expérimentales, contrôles, etc.) peuvent être observées, classées, présentées, analysées, estimées, comparées et interprétées.

I - Notion de probabilité

La probabilité est une grandeur qui mesure ou estime les chances de succès, ou d'insuccès, d'événements dont le caractère est aléatoire : possible et non certain.
Probabilité d'un événement : c'est un nombre, compris entre 0 et 1, qui mesure les chances ou les possibilités qu'a un événement (A) de se produire.
Notation $P(A)$.
Propriétés

$$P(A) = \frac{\text{nombre de cas favorables}}{\text{nombre de cas possibles}}$$

$$P(A) = \frac{\text{nombre de fois que l'on a l'événement } A \text{ en } n \text{ tentatives}}{n \text{ (nombre total de tentatives ou d'essais)}}$$

$0 \leqslant P(A) \leqslant 1$
$P(A) = 0$ si l'événement ne peut pas se produire ;
$P(A) = 1$ si l'événement est certain de se produire.
Inversement, la probabilité que l'événement A ne se produise pas est :
$P(\overline{A}) = 1 - P(A)$ ou $P(A) + P(\overline{A}) = 1$

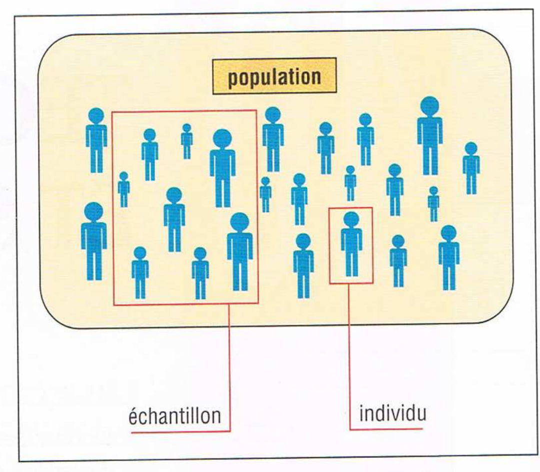
Exemple : au jeu pile ou face avec une pièce de monnaie, la probabilité d'avoir le côté face est de 0,5 (1 chance sur 2). On peut écrire :
P (côté face) $= P(f) = 0{,}5$ (de chance),
et la même chose avec le côté pile : P (côté pile) $= P(p) = 0{,}5$

II - Populations, échantillons et individus

Les études statistiques sont réalisées sur des populations, composées d'un nombre plus ou moins élevé d'individus, ou sur des échantillons de population.

Individus : ils peuvent être des personnes (consommateurs, électeurs, etc.), des objets d'une même famille (automobiles, TV, etc.), des mesures expérimentales ou observations (masses, longueurs, temps, contrôles de qualité, nombre de défaillances, etc.), des événements (rencontres sportives, etc.)...

Échantillon : comme il est souvent difficile ou impossible de mesurer ou contrôler en même temps tous les individus d'une même population, les estimations sont réalisées à partir de prélèvements appelés échantillons. Chaque échantillon doit contenir un nombre suffisant d'individus suffisamment variés pour être représentatif de la population étudiée.



1. Exemple de population, d'échantillon et d'individus.

III - Variable discrète et variable continue

Deux types de variables sont utilisées dans les études statistiques pour représenter individus et population : les variables discrètes et les variables continues.

1. Variable discrète

Si une variable ne peut prendre qu'un nombre fini de valeurs, elle est appelée variable discrète. Dans ce cas, il est toujours possible de faire la liste de toutes les valeurs ($x_1, x_2, \ldots, x_n$) prises par la variable, même si cette liste continue indéfiniment.

Exemples : variable associée au jeu pile ou face : deux valeurs possibles, « pile » ou « face » ; variable associée au jeu de dé : six valeurs possibles.
Un nombre de voitures passant à un endroit donné, en un intervalle de temps connu, est aussi une variable discrète, même si ce nombre est élevé.

Les contrôles de qualité (pièce bonne ou pièce mauvaise, nombre de défauts de tel type, etc.) sont à l'origine de nombreuses variables discrètes.

2. Variable continue

Si une variable peut prendre n'importe quelle valeur dans un intervalle donné entre une valeur minimale et une valeur maximale, elle est dite continue.
Dans ce cas, le nombre des valeurs possibles est infini et la liste impossible à réaliser (analogie avec la variable x de la fonction $y = ax + b$).

Exemple : mesures physiques (temps, température, intensité...).

Remarque : sous certaines conditions, il est parfois préférable d'utiliser une variable continue pour schématiser ou faire l'approximation d'une variable discrète ; elle permet de remplacer de nombreux calculs fastidieux par des formules connues et des tables de valeurs faciles d'emploi.

IV - Notion de distribution et de fréquence

Lorsqu'un ensemble de données statistiques vient d'être collecté, le premier travail consiste à classer les valeurs par intervalles successifs. Une fois le classement terminé, il est avantageux d'en donner une représentation graphique.

1. Histogrammes

Régulièrement utilisés, ils donnent une estimation et une bonne image de la distribution des valeurs : répartition des valeurs entre elles, position des zones les plus peuplées, densités, étalement…

Recommandations d'Ishikawa pour le tracé des histogrammes	
nombre d'observations ou de mesures dans l'échantillon	nombre d'intervalles recommandés pour tracer l'histogramme
< 50	5 à 7
50 à 100	6 à 10
100 à 250	7 à 12
> 500	10 à 20

a) Exemple : un dispositif d'usinage automatisé réalise (tournage + rectification) 3 000 cylindres de diamètre 30 mm, par jour. Afin de contrôler le processus on prélève, à intervalle régulier, un échantillon de 50 pièces.

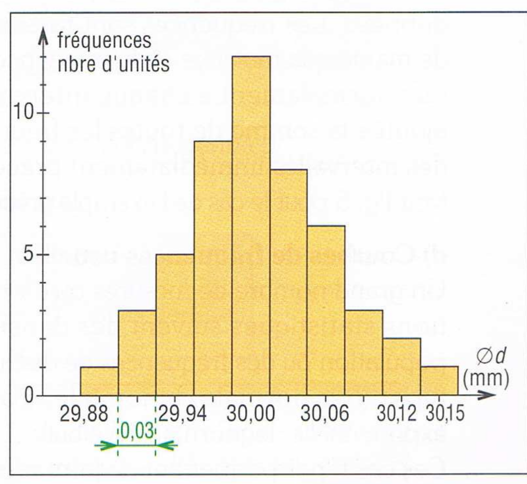
Population étudiée = les milliers de cylindres produit chaque jour.
Échantillon = 50 cylindres prélevés dans la production.
Individu = chaque cylindre de la production.

Tableau 1			
résultats des mesures de diamètres d'un échantillon de 50 cylindres ∅ *d* (mm)			
30,009	29,946	30,021	30 039
29,961	30,075	30,063	29,928
30,045	29,988	29,994	30,057
30,003	30,018	29,973	29,979
29,961	29,961	30,045	30,078
30,051	29,910	30,009	30,018
30,030	29,970	30,105	29,991
30,012	29,967	29,925	30,069
29,973	29,991	30,036	29,937
30,144	30,123	29,925	29,889
30,000	30,030	29,979	29,904
29,994	29,910	30,021	
29,988	30,003	30,084	

Tableau 2 : classement des valeurs du tableau 1			
intervalles de à	fréquence f_i		f_{ci} fréquence cumulées
	en nombre d'unités	en % du total	
29,865-29,894	1	1/50 = 0,02	0,02
29,895-29,924	3	3/50 = 0,06	0,08
29,925-29,954	5	5/50 = 0,10	0,18
29,955-29,984	9	9/50 = 0,18	0,36
29,985-30,014	12	12/50 = 0,24	0,60
30,015-30,044	8	8/50 = 0,16	0,76
30,045-30,074	6	6/50 = 0,12	0,88
30,075-30,104	3	3/50 = 0,06	0,94
30,105-30,134	2	2/50 = 0,04	0,98
30,135-30,164	1	1/50 = 0,02	1,00
total	$\sum f_i = 50$	50/50 = 1,00	

Remarque : les valeurs des résultats de mesures sont classées par intervalles successifs de 0,030 mm à partir de 30 mm. Dix intervalles sont nécessaires pour couvrir l'ensemble des valeurs de la distribution.

b) Fréquence f_i : elle permet de chiffrer les densités de population, c'est-à-dire comment la population se répartit. Principe : il s'agit de regrouper les individus de même caractéristique, même mesure, même taille… Unités : nombre d'unités (nombre d'individus de même taille…) ou pourcentage (pourcentage des individus de même taille dans la population totale).



2. Histogramme des valeurs du tableau ci-dessus.

Définition pour un échantillon ou pour une population :

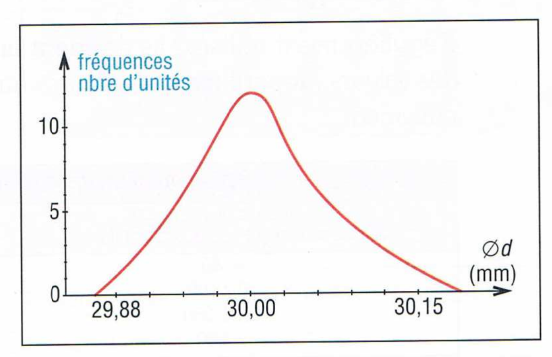
$$f_i = \text{fréquence en } \% = \frac{\text{nombre des mesures dans le même intervalle } i}{\text{nombre total des mesures ou observations}}$$

2. Courbes de fréquences de distribution

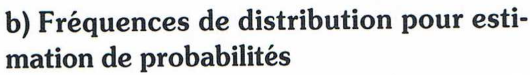
a) Fréquences de distribution

Si pour l'exemple précédent on augmente le nombre des mesures ou le nombre d'individus de l'échantillon, il devient possible de diminuer la largeur ou la taille des intervalles tout en augmentant leur nombre.

L'allure de la distribution peut ainsi devenir de plus en plus précise jusqu'à obtention d'une courbe continue et régulière, appelée courbe de fréquence de distributions ou courbe de densité de population **(fig. 3)**.



3. Courbe de fréquence de distribution (tableau 2, page 465).



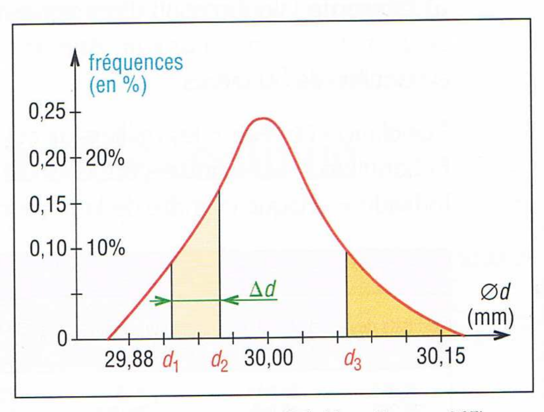
b) Fréquences de distribution pour estimation de probabilités

Si, toujours pour le même exemple, on exprime la fréquence en pourcentage du nombre total des observations, au lieu du nombre d'unités, on obtient une courbe permettant de faire des estimations de probabilité.

Propriétés : l'aire sous toute la courbe est égale à l'unité ou à 1 et représente la population totale soit 100 % **(fig. 4)**.

L'aire colorée, limitée par la courbe et les verticales passant par d_1 et d_2, représente le pourcentage de cylindres situé entre d_1 et d_2.

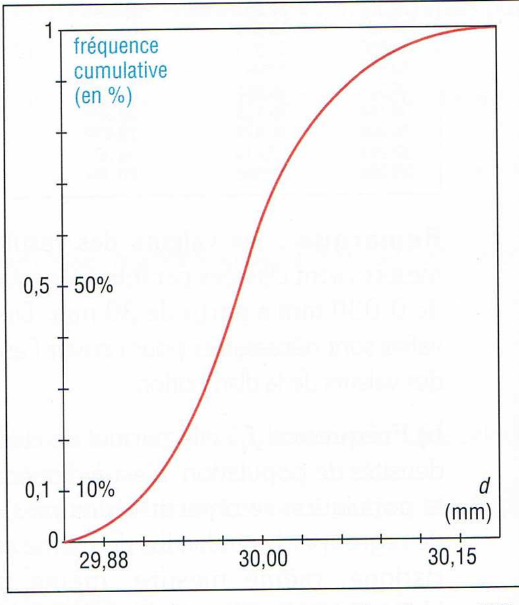
De même, l'aire limitée par la courbe et par la verticale d_3 représente le pourcentage de cylindres dont le diamètre est supérieur à d_3.



4. Fréquence de distribution en % (tableau 2, page 465).

c) Fréquences de distribution cumulatives

C'est une autre manière de présenter des données. Les fréquences sont rassemblées de manière cumulative. À la fréquence obtenue normalement à chaque intervalle est ajoutée la somme de toutes les fréquences des intervalles immédiatement précédents (voir fig. 5 pour le cas de l'exemple précédent).



5. Courbe des fréquences cumulatives (tableau 2, page 465).

d) Courbes de fréquences usuelles

Un grand nombre de mesures ou d'observations statistiques suivent des densités de population ou des fréquences de distribution types (lois normale, binomiale, Poisson, exponentielle, lognormale, Weibull...).

Ces cas types permettent de faire rapidement, grâce à des formulaires, tables de valeurs ou logiciels, tous les calculs et estimations concernant les données collectées.

V – Moyenne arithmétique - Écart-type - Coefficient de dispersion

Les distributions sont le plus souvent caractérisées par une valeur moyenne, qui indique la valeur centrale de la répartition, et par une dispersion ou écart-type, qui précise comment les valeurs de la distribution s'étalent autour de la valeur moyenne.

Symboles utilisés	échantillon	population
moyenne arithmétique	$\bar{x}$	μ
écart-type	S	σ

1. Valeur moyenne arithmétique

Pour une population de n individus, elle est égale à la moyenne arithmétique de toutes les valeurs collectées.

$$\mu = \frac{x_1 + x_2 + \ldots + x_n}{n} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} x_i$$

Remarque : la définition est la même pour un échantillon de n individus (symbole $\bar{x}$ à la place de μ).

Exemple : dans le cas des 50 diamètres du tableau des résultats des mesures, page 465, la valeur moyenne arithmétique est égale au diamètre moyen (d_m) de l'échantillon.

$$\bar{x} = d_m = \frac{1}{50}\sum_{i=1}^{50} x_i = 30{,}003 \text{ mm}$$

2. Écart-type et variance V

L'écart-type est de loin la plus importante mesure de dispersion ou d'étalement d'un ensemble de données statistiques.

a) Variance V, ou fluctuation : elle est définie comme le carré de l'écart-type ($V = S^2 = \sigma^2$). Pour une population de n individus de valeur moyenne μ :

$$V = \sigma^2 = \frac{(x_1 - \mu)^2 + (x_2 - \mu)^2 + \ldots + (x_n - \mu)^2}{n} = \frac{\sum_{i=1}^{n}(x_i - \mu)^2}{n} \quad \text{(cas général)}$$

$$V = \sigma^2 = \frac{\sum_{i=1}^{n}(x_i - \mu)^2}{n-1} \quad \text{utilisable pour } n < 30 \text{ ; voir remarque}$$

$(x_i - \mu)$ = déviation de l'observation x_i par rapport à la valeur moyenne μ

b) Écart-type : il est égal à la racine carré de la variance.

$$\sigma = \sqrt{V} = \left[\frac{\sum_{i=1}^{n}(x_i - \mu)^2}{n}\right]^{1/2} \quad \text{(cas général)}$$

$$\sigma = \sqrt{V} = \left[\frac{\sum_{i=1}^{n}(x_i - \mu)^2}{n-1}\right]^{1/2} \quad \text{utilisable pour } n < 30 \text{ ; voir remarque}$$

Remarques :
– La définition est la même pour un échantillon de n individus (symbole S à la place de σ).

Exemple : cas de l'échantillon des 50 diamètres du tableau, page 465.

$$S^2 = \frac{1}{50}\left[\sum (x_i - d_m)^2\right] = \frac{1}{50}\left[\sum (x_i - 30{,}003)^2\right] \approx 0{,}003\ 28$$

À titre de comparaison, la valeur moyenne de la population correspondante (les milliers de cylindres produits) est $\mu = 30{,}000$ et l'écart type $\sigma = 0{,}0570$ mm ($\sigma^2 = 0{,}003\ 25$).

– Pour les petites valeurs de n ($n < 30$), les statisticiens ont montré que l'utilisation de $n - 1$ à la place de n permet une meilleure estimation de la variance. Pour les grandes valeurs, l'utilisation de n ou $n - 1$ ne change rien. Pour $n = 30$, l'utilisation de n à la place de $n - 1$ entraîne une différence de 2 %.

– Pour des raisons de calculs, notamment avec les calculatrices de poche (avec touches ou fonctions : Σx, Σx^2, S_x, σ_x, Σy, Σy^2, S_y, σ_y...), la formule suivante est plus facile à exploiter.

$$S = \left[\frac{n.\Sigma x_i^2 - (\Sigma x_i)^2}{n(n-1)}\right]^{1/2}$$

3. Coefficient de dispersion Cx

Il est égal au rapport, ou quotient, de l'écart-type par la moyenne arithmétique. C'est un nombre souvent exprimé en pourcentage.

$$Cx = \frac{\sigma}{\mu}$$

VI – Loi normale ou distribution de Gauss

La distribution de Gauss est la distribution la plus connue et la plus utilisée. Un grand nombre de mesures et d'observations (mesures répétitives de longueurs et de diamètres, dispersions d'usinage, distributions de contraintes, contrôles de qualité, etc.) suivent son allure symétrique en forme de cloche.

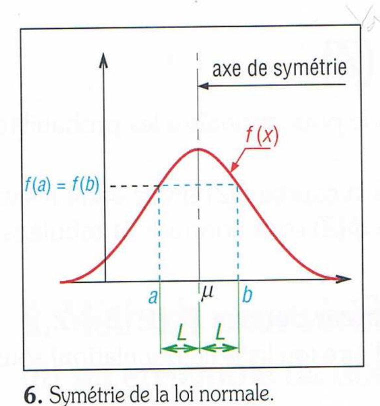
1. Équation de la distribution - Forme $f(x)$

Elle donne la fréquence, la répartition ou la densité de la population.

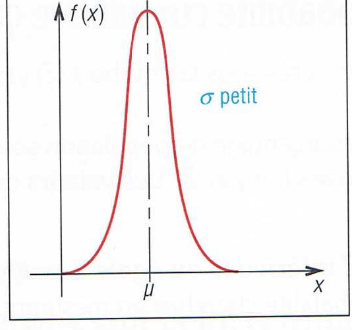
$$f(x) = \frac{1}{\sigma.(2\pi)^{0,5}} \cdot \exp\left[-\frac{1}{2}\left[\frac{x-\mu}{\sigma}\right]^2\right]$$

$[-\infty < x < \infty]$
μ = moyenne arithmétique de la population
σ = écart-type de la population

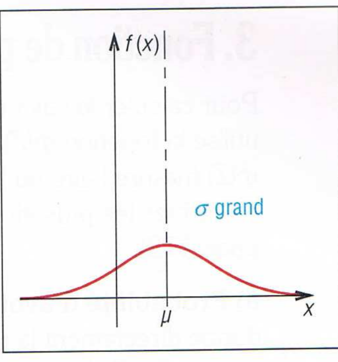
Remarques :
– La forme de la courbe dépend de la valeur des paramètres σ et μ.
– Elle est toujours symétrique par rapport à la valeur moyenne μ **(fig. 6)**.
– L'étalement ou la dispersion de la courbe dépend de σ **(fig. 7 et 8)**.



6. Symétrie de la loi normale.



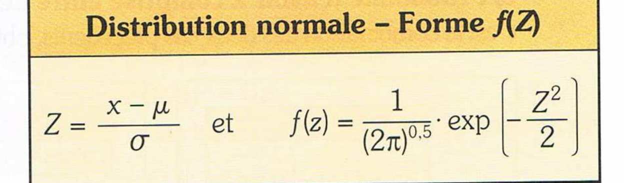
7. Loi normale avec σ petit.



8. Loi normale avec σ grand.

2. Équation f (Z)

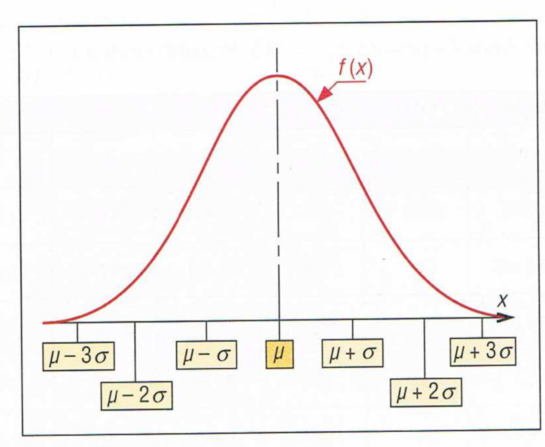
Pour faire les estimations de probabilités, la distribution d'origine $f(x)$ doit être remplacée par $f(Z)$, fonction connue, tabulée et faisant intervenir les pourcentages de population. À cette fin, il faut utiliser le changement de variable ci-contre.



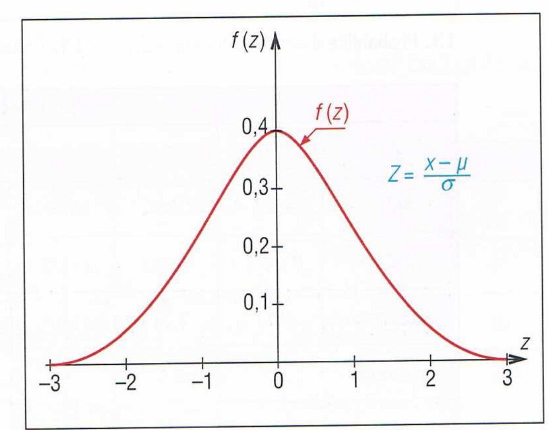
Distribution normale – Forme f(Z)

$$Z = \frac{x - \mu}{\sigma} \quad \text{et} \quad f(z) = \frac{1}{(2\pi)^{0,5}} \cdot \exp\left[-\frac{Z^2}{2}\right]$$

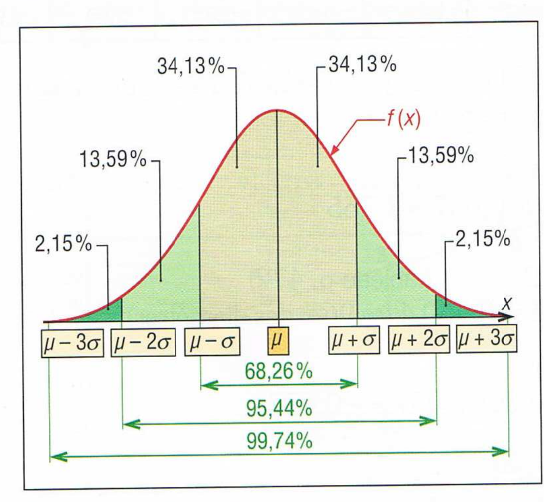
Propriétés : l'aire sous toute la courbe $f(Z)$ est égale à 1 (ou 100 %) et représente, en pourcentage, l'ensemble de la population.
Entre $Z = 0$ et $Z = 1$ sont rassemblés 34,13 % de la population (aire de 0,341 3), entre $Z = -3$ et $Z = 3$ (6 fois l'écart type σ) on trouve 99,74 % de la population (aire de 0,997 4).
Les proportions sont parfaitement identiques sous la courbe $f(x)$.



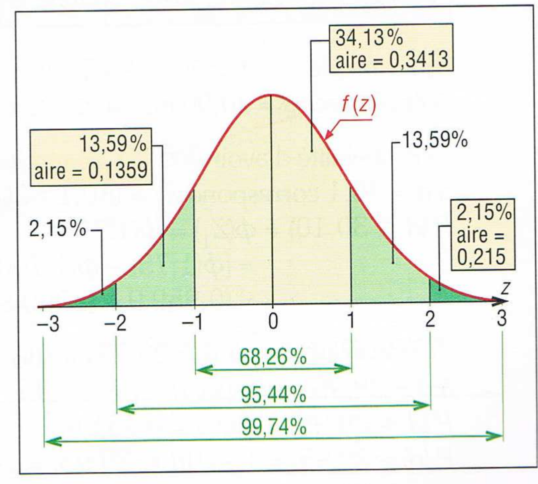
9. Loi normale distribution f (x).



10. Distribution f (z) déduite de f (x).



11. Répartition de la population sous f (x) .



12. Répartition de la population sous f (z).

3. Fonction de probabilité cumulative $\phi(Z)$

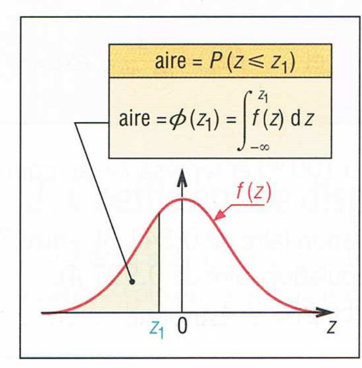
Pour calculer la valeur des aires sous la courbe $f(Z)$ (donc pour connaître les probabilités) on utilise la fonction $\phi(Z)$.

$\phi(Z)$ mesure l'aire ou le pourcentage de population sous la courbe $f(Z)$ située entre les valeurs négatives les plus éloignées ($-\infty$) et Z. Les valeurs de $\phi(Z)$ sont connues et tabulées (voir page 472).

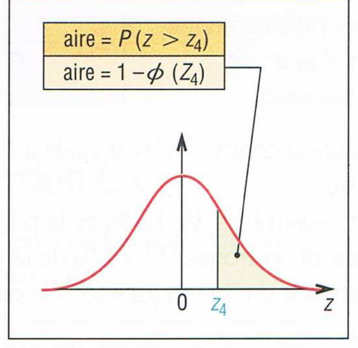
a) Probabilité d'avoir Z inférieure ou égale à une valeur donnée Z_1 [$P(Z \leqslant Z_1)$] : $\phi(Z_1)$ donne directement la probabilité cherchée en mesurant l'aire (ou le % de population) sous $f(Z)$ entre $-\infty$ et Z_1 (aire colorée **fig. 13**).

b) Probabilité d'avoir Z supérieure à une valeur donnée Z_4 [$P(Z > Z_4)$] : elle est donné par $1-\phi(Z_4)$ (aire colorée **fig. 14**). Dans la mesure ou le graphe est symétrique : $1-\phi(Z_4) = \phi(-Z_4)$

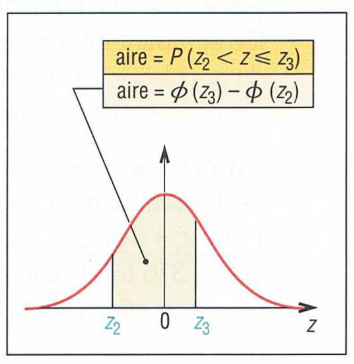
c) Probabilité d'avoir Z comprise entre deux valeurs données Z_2 et Z_3 [$P(Z_2 < Z \leqslant Z_3)$] : c'est la combinaison des deux cas précédents, obtenue en calculant $\phi(Z_3) - \phi(Z_2)$ (aire colorée **fig. 15**).



13. Probabilité d'avoir Z inférieur à Z_1.



14. Probabilité d'avoir Z supérieur à Z_4.



15. Probabilité d'avoir $Z_z < Z \leq Z_3$.

Valeurs typiques de $f(Z)$ et $\phi(Z)$									
Z	-3	-2	-1	- 0,5	0	0,5	1	2	3
$f(Z)$	0,004	0,054	0,242	0,352	0,399	0,352	0,242	0,054	0,004
$\phi(Z)$	0,0 013	0,0228	0,1 587	0,3 085	0,5	0,6 915	0,8 413	0,9 772	0,9 987
% population	0,13	2,28	15,87	30,85	50	69,15	84,13	97,72	99,87
% population	0,1	0,5	1	2,5	5	95	97,5	99	99,5
Z	-3,090	-2,576	-2,326	-1,960	-1,645	1,645	1,960	2,326	2,576
$\phi(Z)$	0,001	0,005	0,010	0,025	0,050	0,950	0,975	0,990	0,995

d) Exemple : l'échantillon des 50 diamètres du tableau paragraphe IV.1 est supposé suivre la loi normale avec $\mu = 30{,}00$ mm et un écart type $\sigma = 0{,}057$ mm.

1) Probabilité d'avoir $d \leqslant 30{,}10$ mm **(fig. 13)**
à $d = 30{,}1$ correspond $Z_1 = (30{,}1 - 30{,}00)/0{,}057 = 1{,}755$
$P(d \leqslant 30{,}10) = \phi(Z_1) = \phi(1{,}755)$
$= [\phi(1{,}75) + \phi(1{,}760)]/2$ (tableau p. 472)
$= (0{,}959\,9 + 0{,}960\,8)/2 \approx 0{,}960\,4$ ($\approx$ 96% des diamètres)

2) Probabilité d'avoir $d > 29{,}95$ mm **(fig. 14)**
à $d = 29{,}95$ correspond $Z_4 = (29{,}95 - 30{,}00)/0{,}057 = -0{,}877$
$P(d \leqslant 29{,}95) = \phi(Z_4) = 0{,}191\,6$
$P(d > 29{,}95) = 1 - P(d \leqslant 29{,}95) = 1 - \phi(Z_4)$
$= 1 - 0{,}191\,6 = 0{,}808\,4$ ($\approx$ 81%)

3) Probabilité d'avoir $29{,}95 < d \leqslant 30{,}05$ **(fig. 15)**
$Z_2 = Z_4 = -0{,}877$ et $\phi(Z_2) = 0{,}1916$
Z_3 est symétrique de Z_2 par rapport μ (30,00)
d'ou $Z_3 = -Z_2 = 0{,}877$ et $\phi(Z_3) = 1 - \phi(Z_2)$.
$P(29{,}95 < d \leqslant 30{,}05) = \phi(Z_3) - \phi(Z_2) = 1 - \phi(Z_2) - \phi(Z_2)$
$= 1 - 2\phi(Z_2) = 1 - 2.0{,}191\,6 = 0{,}616\,8$ (≈ 62 % des diamètres)

4. Méthode pour vérifier qu'un ensemble de données suit la loi normale

La méthode la plus pratique consiste à utiliser un logiciel ou un graphe prévu pour cet usage. En ordonnée on porte la probabilité cumulée (échelle logarithmique) et en abscisse la variable x (échelle arithmétique).

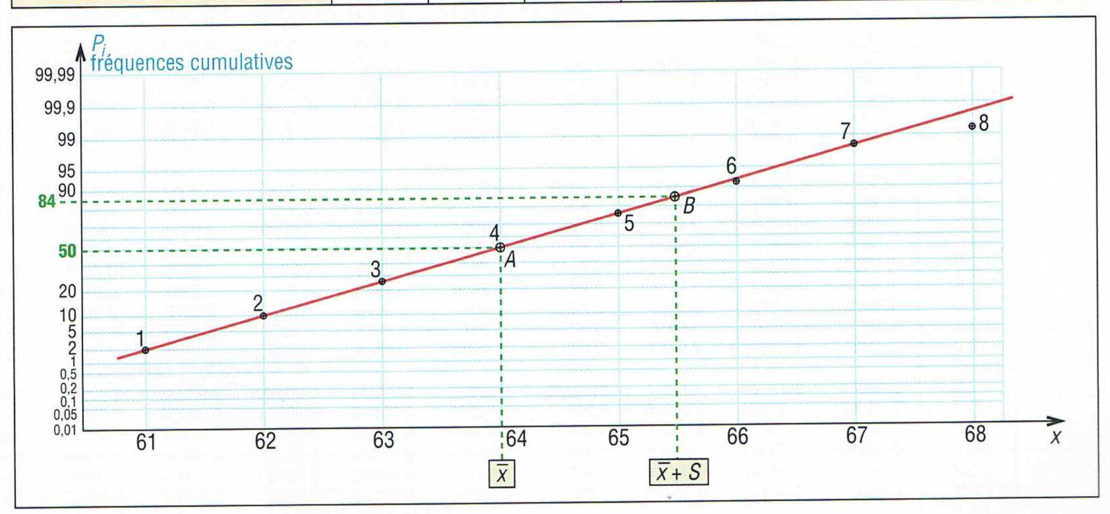
a) Méthode : exemple fig. 16.
Calculer la moyenne arithmétique et l'écart-type de l'ensemble des données.
Tracer le point A correspondant à la moyenne (probabilité $P = 0{,}5$).
Tracer le point B correspondant à la moyenne plus l'écart-type ; la probabilité (cumulative) de ce cas est $P = 0{,}84$.
Tracer la droite AB passant par les deux points. Elle servira de référence.
Tracer les autres points sachant que pour chacun :

$$\text{probabilité } P_i = \frac{f_{ci}}{n+1} = \frac{\text{fréquences cumulées jusqu'au point } i}{\text{nombre total des valeurs} + 1}$$

Si les points restent proches de la droite de référence AB, alors la distribution étudiée suit la loi normale.

b) Exemple : prélèvement d'un échantillon de 89 objets dans une production dont on contrôle périodiquement la masse, en grammes.

Données échantillon : $n = 89$; $S = 1{,}52$ g ; masse moyenne 63,95 g								
intervalles des valeurs : de à (non inclus)	60 61	61 62	62 63	63 64	64 65	65 66	66 67	67 68
fréquences f_i (nbre d'unités)	2	7	15	21	22	15	5	2
fréquences cumulées f_{c_i}	2	9	24	45	67	82	87	89
$P_i = \frac{f_{c_i}}{n+1}$	0,022 2	0,100	0,266	0,500	0,744	0,911	0,967	0,989
numéro du point **(fig. 16)**	1	2	3	4	5	6	7	8



16. Exemple de graphe permettant de vérifier qu'un ensemble de données suit la loi normale.

Loi normale (Gauss) - Distribution ou probabilité cumulative - Fonction $\phi(Z)$

Z	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
− 6	$0{,}0^{9}987$	$0{,}0^{9}530$	$0{,}0^{9}282$	$0{,}0^{9}149$	$0{,}0^{10}78$	$0{,}0^{10}40$	$0{,}0^{10}21$	$0{,}0^{10}10$	$0{,}0^{11}52$	$0{,}0^{11}26$
− 5	$0{,}0^{6}287$	$0{,}0^{6}170$	$0{,}0^{7}996$	$0{,}0^{7}579$	$0{,}0^{7}333$	$0{,}0^{7}190$	$0{,}0^{7}107$	$0{,}0^{8}599$	$0{,}0^{8}332$	$0{,}0^{8}182$
− 4	$0{,}0^{4}317$	$0{,}0^{4}207$	$0{,}0^{4}133$	$0{,}0^{5}854$	$0{,}0^{4}541$	$0{,}0^{5}340$	$0{,}0^{5}211$	$0{,}0^{5}130$	$0{,}0^{6}793$	$0{,}0^{6}479$
− 3	0,00135	$0{,}0^{3}968$	$0{,}0^{3}687$	$0{,}0^{3}483$	$0{,}0^{3}337$	$0{,}0^{3}233$	$0{,}0^{3}159$	$0{,}0^{3}108$	$0{,}0^{4}723$	$0{,}0^{4}481$

Z	0,0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
− 3,5	0,00023	0,00022	0,00022	0,00021	0,00020	0,00019	0,00019	0,00018	0,00017	0,00017
− 3,4	0,00034	0,00033	0,00031	0,00030	0,00029	0,00028	0,00027	0,00026	0,00025	0,00024
− 3,3	0,00048	0,00047	0,00045	0,00043	0,00042	0,00040	0,00039	0,00038	0,00036	0,00035
− 3,2	0,00069	0,00066	0,00064	0,00062	0,00060	0,00058	0,00056	0,00054	0,00052	0,00050
− 3,1	0,00097	0,00094	0,00090	0,00087	0,00085	0,00082	0,00079	0,00076	0,00074	0,00071
− 3,0	0,00135	0,00131	0,00126	0,00122	0,00118	0,00114	0,00111	0,00107	0,00104	0,00100
− 2,9	0,0019	0,0018	0,0017	0,0017	0,0016	0,0016	0,0015	0,0015	0,0014	0,0014
− 2,8	0,0026	0,0025	0,0024	0,0023	0,0023	0,0022	0,0021	0,0021	0,0020	0,0019
− 2,7	0,0035	0,0034	0,0033	0,0032	0,0031	0,0030	0,0029	0,0028	0,0027	0,0026
− 2,6	0,0047	0,0045	0,0044	0,0043	0,0041	0,0040	0,0039	0,0038	0,0037	0,0036
− 2,5	0,0062	0,0060	0,0059	0,0057	0,0055	0,0054	0,0052	0,0051	0,0049	0,0048
− 2,4	0,0082	0,0080	0,0078	0,0075	0,0073	0,0071	0,0069	0,0068	0,0066	0,0064
− 2,3	0,0107	0,0104	0,0102	0,0099	0,0096	0,0094	0,0091	0,0089	0,0087	0,0084
− 2,2	0,0139	0,0136	0,0132	0,0129	0,0125	0,0122	0,0119	0,0116	0,0113	0,0110
− 2,1	0,0179	0,0174	0,0170	0,0166	0,0162	0,0158	0,0154	0,0150	0,0146	0,0143
− 2,0	0,0228	0,0222	0,0217	0,0212	0,0207	0,0202	0,0197	0,0192	0,0188	0,0183
− 1,9	0,0287	0,0281	0,0274	0,0268	0,0262	0,0256	0,0250	0,0244	0,0239	0,0233
− 1,8	0,0359	0,0351	0,0344	0,0336	0,0329	0,0322	0,0314	0,0307	0,0301	0,0294
− 1,7	0,0446	0,0436	0,0427	0,0418	0,0409	0,0401	0,0392	0,0384	0,0375	0,0367
− 1,6	0,0548	0,0537	0,0526	0,0516	0,0505	0,0495	0,0485	0,0475	0,0465	0,0455
− 1,5	0,0668	0,0655	0,0643	0,0630	0,0618	0,0606	0,0594	0,0582	0,0571	0,0559
− 1,4	0,0808	0,0793	0,0778	0,0764	0,0749	0,0735	0,0721	0,0708	0,0694	0,0581
− 1,3	0,0968	0,0951	0,0934	0,0918	0,0901	0,0885	0,0869	0,0853	0,0838	0,0823
− 1,2	0,1151	0,1131	0,1112	0,1093	0,1075	0,1057	0,1038	0,1020	0,1003	0,0985
−1,1	0,1357	0,1335	0,1314	0,1292	0,1271	0,1251	0,1230	0,1210	0,1190	0,1170
− 1,0	0,1587	0,1562	0,1539	0,1551	0,1492	0,1469	0,1446	0,1423	0,1401	0,1379
− 0,9	0,1841	0,1814	0,1788	0,1762	0,1736	0,1711	0,1685	0,1660	0,1635	0,1611
− 0,8	0,2119	0,2090	0,2061	0,2033	0,2005	0,1977	0,1949	0,1922	0,1894	0,1867
− 0,7	0,2420	0,2389	0,2358	0,2327	0,2297	0,2266	0,2236	0,2207	0,2177	0,2148
− 0,6	0,2743	0,2709	0,2676	0,2643	0,2611	0,2578	0,2546	0,2514	0,2483	0,2451
− 0,5	0,3085	0,3050	0,3015	0,2981	0,2946	0,2912	0,2877	0,2843	0,2810	0,2776
− 0,4	0,3446	0,3409	0,3372	0,3336	0,3300	0,3264	0,3228	0,3192	0,3156	0,3121
− 0,3	0,3821	0,3783	0,3745	0,3707	0,3669	0,3632	0,3594	0,3557	0,3520	0,3483
− 0,2	0,4207	0,4168	0,4129	0,4090	0,4052	0,4013	0,3974	0,3936	0,3897	0,3859
− 0,1	0,4602	0,4562	0,4522	0,4483	0,4443	0,4404	0,4364	0,4325	0,4286	0,4247
− 0,0	0,5000	0,4960	0,4920	0,4880	0,4840	0,4801	0,4761	0,4721	0,4681	0,4641

Z	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
+ 0,0	0,5000	0,5040	0,5080	0,5120	0,5160	0,5199	0,5239	0,5279	0,5319	0,5359
+ 0,1	0,5398	0,5438	0,5478	0,5517	0,5557	0,5596	0,5636	0,5675	0,5714	0,5753
+ 0,2	0,5793	0,5832	0,5871	0,5910	0,5948	0,5987	0,6026	0,6064	0,6103	0,6141
+ 0,3	0,6179	0,6217	0,6255	0,6293	0,6331	0,6368	0,6406	0,6443	0,6480	0,6517
+ 0,4	0,6554	0,6591	0,6628	0,6664	0,6700	0,6736	0,6672	0,6808	0,6844	0,6870
+ 0,5	0,6915	0,6950	0,6985	0,7019	0,7054	0,7088	0,7123	0,7157	0,7190	0,7224
+ 0,6	0,7257	0,7291	0,7324	0,7357	0,7389	0,7422	0,7454	0,7486	0,7517	0,7549
+ 0,7	0,7580	0,7611	0,7642	0,7673	0,7704	0,7734	0,7764	0,7794	0,7823	0,7852
+ 0,8	0,7881	0,7910	0,7939	0,7967	0,7995	0,8023	0,8051	0,8079	0,8106	0,8133
+ 0,9	0,8159	0,8186	0,8212	0,8238	0,8264	0,8289	0,8315	0,8340	0,8365	0,8389
+ 1,0	0,8413	0,8438	0,8461	0,8485	0,8508	0,8531	0,8554	0,8577	0,8599	0,8621
+ 1,1	0,8643	0,8665	0,8686	0,8708	0,8729	0,8749	0,8770	0,8790	0,8810	0,8830
+ 1,2	0,8849	0,8869	0,8888	0,8907	0,8925	0,8944	0,8962	0,8980	0,8997	0,9015
+ 1,3	0,9032	0,9049	0,9066	0,9082	0,9099	0,9115	0,9131	0,9147	0,9162	0,9177
+ 1,4	0,9192	0,9207	0,9222	0,9236	0,9251	0,9265	0,9279	0,9292	0,9306	0,9319
+ 1,5	0,9332	0,9345	0,9357	0,9370	0,9382	0,9394	0,9406	0,9418	0,9429	0,9441
+ 1,6	0,9452	0,9463	0,9474	0,9484	0,9495	0,9505	0,9515	0,9525	0,9535	0,9545
+ 1,7	0,9554	0,9564	0,9573	0,9582	0,9591	0,9599	0,9608	0,9616	0,9625	0,9633
+ 1,8	0,9641	0,9649	0,9656	0,9664	0,9671	0,9678	0,9686	0,9693	0,9699	0,9706
+ 1,9	0,9713	0,9719	0,9726	0,9732	0,9738	0,9744	0,9750	0,9756	0,9761	0,9767
+ 2,0	0,9773	0,9778	0,9783	0,9788	0,9793	0,9798	0,9803	0,9808	0,9812	0,9817
+ 2,1	0,9821	0,9826	0,9830	0,9834	0,9838	0,9842	0,9846	0,9850	0,9854	0,9857
+ 2,2	0,9861	0,9864	0,9868	0,9871	0,9875	0,9878	0,9881	0,9884	0,9887	0,9890
+ 2,3	0,9893	0,9896	0,9898	0,9901	0,9904	0,9906	0,9909	0,9911	0,9913	0,9916
+ 2,4	0,9918	0,9920	0,9922	0,9925	0,9927	0,9929	0,9931	0,9932	0,9934	0,9936
+ 2,5	0,9938	0,9940	0,9941	0,9943	0,9945	0,9946	0,9948	0,9949	0,9951	0,9952
+ 2,6	0,9953	0,9955	0,9956	0,9957	0,9959	0,9960	0,9961	0,9962	0,9963	0,9964
+ 2,7	0,9965	0,9966	0,9967	0,9968	0,9969	0,9970	0,9971	0,9972	0,9973	0,9974
+ 2,8	0,9974	0,9975	0,9976	0,9977	0,9977	0,9978	0,9979	0,9979	0,9980	0,9981
+ 2,9	0,9981	0,9982	0,9983	0,9983	0,9984	0,9984	0,9985	0,9985	0,9986	0,9986
+ 3,0	0,99865	0,99869	0,99874	0,99878	0,99882	0,99886	0,99889	0,99893	0,99896	0,99900
+ 3,1	0,99903	0,99906	0,99910	0,99913	0,99915	0,99918	0,99921	0,99924	0,99926	0,99929
+ 3,2	0,99931	0,99934	0,99936	0,99938	0,99940	0,99942	0,99944	0,99946	0,99948	0,99950
+ 3,3	0,99952	0,99953	0,99955	0,99957	0,99958	0,99960	0,99961	0,99962	0,99964	0,99965
+ 3,4	0,99966	0,99967	0,99969	0,99970	0,99971	0,99972	0,99973	0,99974	0,99975	0,99976
+ 3,5	0,99977	0,99978	0,99978	0,99979	0,99980	0,99981	0,99981	0,99982	0,99983	0,99983

VII - Distribution binomiale

Utilisée avec des variables discrètes, non continues, la loi binomiale est souvent employée en contrôle de qualité lorsque la taille de la population est grande comparativement à celle de l'échantillon.

1. Équation de la distribution (fréquence ou densité de population)

En faisant n tentatives ou essais, la probabilité d'avoir exactement x chances ou succès ($x = 0$, 1, 2… ou n), pour un événement dont la probabilité de se produire est p (p étant constante), est donnée par :

$$P(x) = \frac{n!}{x!(n-x)!} \cdot p^x \cdot (1-p)^{n-x}$$

avec $0 \leqslant x \leqslant n$

valeur moyenne	écart-type
$\bar{x} = n.p$ (ou μ)	$S = [n.p(1-p)]^{0,5}$ (ou σ)

Remarques :
Il y a n tentatives ou essais.
Les essais répétés sont indépendants les uns des autres.
Chaque essai a seulement deux résultats possibles : succès ou échec, bon ou mauvais…
La probabilité p de l'événement reste constante d'essai en essai ; elle n'est pas conditionnée par l'essai précédent. $(1 - p)$ représente la probabilité contraire.

Exemple : au jeu pile ou face, quelle est la probabilité d'avoir 3 fois le côté face en lançant 5 fois la pièce ?

$p = 0,5$ (on a une chance sur deux d'avoir le côté face à chaque lancer)
$x = 3$ (on veut avoir trois fois le côté face)
$n = 5$ (5 tentatives car on lance 5 fois la pièce)

$$P(3) = \frac{5!}{3!\,(5-3)!}\; 0,5^3\,(1-0,5)^{5-3}$$

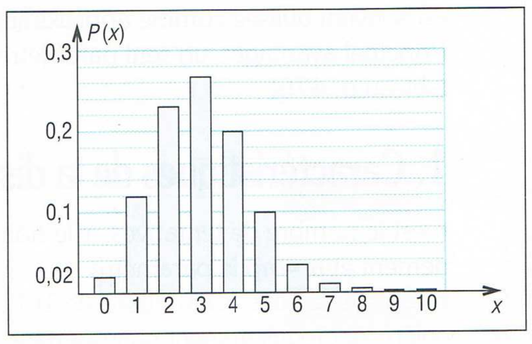
$$= 10.0,031\,25 = 0,3125 \quad (31,25\ \%\ \text{de chances})$$

La probabilité d'avoir 2 fois le coté face est $P(2) = P(3) = 0,3125$.

2. Allure de la distribution binomiale

Exemple :
cas $n = 10$ avec $p = 0,3$ $(1 - p = 0,7)$. Les valeurs de la distribution sont indiquées ci dessous (allure **fig. 17**).

La somme de toutes les valeurs $P(x)$ du tableau $(0,028\,2 + 0,121\,1 + …)$ est égale à 1.
Écart-type : $\sigma = [10.0,3.0,7]^{0,5} = 1,449$
Moyenne : $np = 10.0,3 = 3$



17. Distribution de la loi binomiale avec $n = 10$ et $p = 0,3$.

x	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P(x)$	0,028 2	0,121 1	0,233 5	0,266 8	0,200 1	0,102 9	0,036 8	0,009 0	0,001 4	0,000 1	≈ 0

3. Approximation de la loi binomiale par la loi normale

La loi normale présente l'avantage de n'avoir qu'un paramètre et d'être tabulée (tableau p. 472).

L'approximation est bonne si n est grand ($n.p > 10$ et $p < 0,5$).
La précision est acceptable si $0,1 \leqslant p \leqslant 0,9$.

Exemple : un grossiste en fruits reçoit 3 200 melons dont 22 % ne sont pas encore mûrs. Les melons sont répartis dans des caisses pouvant contenir 50 melons. Quelle est la probabilité d'avoir de 10 à 13 melons non mûrs par caisse ?

Chaque caisse représente un échantillon de 50 melons. On peut selon les cas avoir 10, 11, 12 ou 13 melons non mûrs par caisse (4 cas possibles accumulés).

1) Avec la loi binomiale ($n = 50$; $p = 0,22$; $1 - p = 0,78$) on obtient :

$$P(10 \leqslant x \leqslant 13) = P(10) + P(11) + P(12) + P(13) = \sum_{i=10}^{13} \frac{50!}{x!\,(50-x)!} \,.\, 0,22^x.0,78^{50-x}$$

$$= 0,131\,7 + 0,135\,1 + 0,123\,8 + 0,102\,1 = 0,491\,7$$

2) Avec la loi normale ($np = 50.0,22 = 11$) :
Écart-type = $[np\,(1-p)]^{0,5} = [50.0,22.0,78]^{0,5} = 2,929$
Moyenne = $np = 11$

$$P(10 \leqslant x \leqslant 13) = \phi\left[\frac{(13+0,5)-11}{2,929}\right] - \phi\left[\frac{(10-0,5)-11}{2,929}\right]$$

$$= \phi\,(0,853) - \phi\,(-0,512) = 0,803\,1 - 0,304\,3$$

$$= 0,498\,8$$ (49,88 %, résultat très proche du précédent)

Remarque : les valeurs de 0,5 ajoutées à 13 et retranchées à 10 permettent de faire les corrections nécessaires de continuité entre intervalles.

Forme générale des corrections de continuité

avec $\mu = np$ et $\sigma = [np(1-p)]^{0,5}$

$$P(a) = \phi\left[\frac{(a+0,5)-\mu}{\sigma}\right] - \phi\left[\frac{(a-0,5)-\mu}{\sigma}\right]$$

$$P(a \leqslant x \leqslant b) = \phi\left[\frac{(b+0,5)-\mu}{\sigma}\right] - \phi\left[\frac{(a-0,5)-\mu}{\sigma}\right]$$

VIII – Loi ou distribution de Poisson

C'est l'une des distributions les plus utilisées avec les variables discrètes (non continues). Elle est souvent utilisée comme approximation de la loi binomiale lorsque n est grand et p petit. Principal avantage : un seul paramètre (μ) qui la rend facilement tabulable et exploitable (voir tableau p. 476).

1. Caractéristiques de la distribution

n est le nombre de tentatives, x le nombre de chances ou de succès, p la probabilité de l'événement et $\mu = np$ le paramètre.

Équation générale $[0 \leqslant x \leqslant \infty]$ (densité de population)	Valeur moyenne	Écart-type
$P(x) = \dfrac{\mu^x.e^{-\mu}}{x!}$	$\mu = n.p$	$\sigma = \mu^{0,5}$ $\sigma = [n.p]^{0,5}$

Exemple 1 : des échantillons de 100 objets sont régulièrement prélevés dans une production pour passer un contrôle final de qualité. La moyenne des défauts est de 2 %. Quelle est la probabilité d'avoir 3 défauts dans l'un des échantillons ?

$n = 100$; $p = 0{,}02$; $\mu = np = 2$ et $x = 3$

$$P(3) = \frac{2^3.e^{-2}}{3!} = 0{,}180\,4 \text{ (soit 18,04 \%)}$$

Avec le tableau page 476 : ($\mu = 2$) : $P(3) = Pc(3) - Pc(2) = 0{,}857 - 0{,}677 = 0{,}180$

Exemple 2 : le nombre des défauts concernant les connexions des composants d'une carte électronique suit la loi de Poisson avec $\mu = 2$. Quelle est la probabilité qu'une carte prise au hasard puisse avoir deux défauts ou moins ?

Une carte peut avoir 0, 1 ou 2 défauts, les trois cas s'accumulent.
$P(x \leqslant 2) = P(0) + P(1) + P(2)$

$$= \frac{2^0.e^{-2}}{0!} + \frac{2^1.e^{-2}}{1!} + \frac{2^2.e^{-2}}{2!}$$

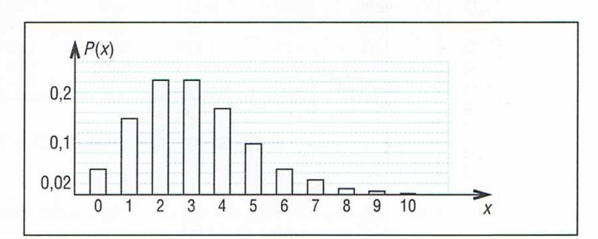
$= 0{,}135\,3 + 0{,}270\,7 + 0{,}270\,7 = 0{,}676\,6$ (67,66%)
Avec le tableau page 476, ($\mu = 2$ et $x = 2$) : $P(x \leqslant 2) = Pc(2) = 0{,}677$

2. Allure de la distribution de Poisson

Exemple : allure de la distribution pour $\mu = 3$. À noter pour la figure 18 la forme dissymétrique avec une sorte de queue sur la droite.

Valeurs de la distribution de Poisson pour $\mu = 3$											
x	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P(x)$	0,050	0,149	0,224	0,224	0,168	0,101	0,050	0,022	0,008	0,003	0,001

Remarque : aux grandes valeurs de μ ($\mu \geqslant 10$) la distribution devient symétrique et semblable à la loi normale. Pour ces valeurs, la distribution de Poisson est souvent approximée par la loi normale.



18. Distribution de la loi de Poisson.

3. Approximation de la loi de Poisson par la loi normale ($\mu \geqslant 10$).

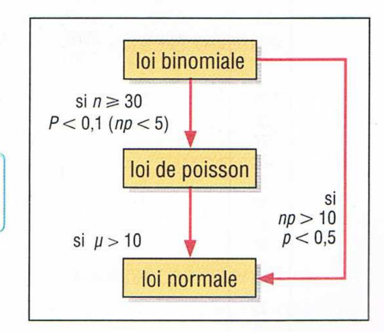
Exemple : le nombre d'ouragans par an dans certains départements français d'outre mer suit la loi de Poisson avec pour moyenne $\mu = 12$. Quelle est la probabilité d'avoir entre 10 et 14 ouragans dans l'année ?

1) Par la loi de Poisson et en utilisant le tableau page 476
($\mu = 12$) :
$P(10 \leqslant x \leqslant 14) = Pc(14) - Pc(9) = 0{,}772 - 0{,}242 = 0{,}530$ (53,0 % de chances)

2) À partir de la loi normale
$\mu = np = 12$; $\sigma = [np]^{1/2} = [12]^{1/2} = 3{,}464$
En tenant compte de la continuité (0,5 ajouté à 14 et 0,5 retranché à 10)

$$P(10 \leqslant x \leqslant 14) = \phi\left[\frac{(14 + 0{,}5) - 12}{3{,}464}\right] - \phi\left[\frac{(10 - 0{,}5) - 12}{3{,}464}\right]$$

$= \phi(0{,}721\,7) - \phi(-0{,}721\,7)$
$= 0{,}764\,7 - 0{,}235\,3 = 0{,}530$ (53,0 % de chances)
(même résultat que précédemment)



19. Approximation entre les lois…

Valeurs cumultatives *Pc*(*x*) de la distribution de Poisson

x \ μ	0,01	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0	0,990	0,951	0,905	0,819	0,741	0,670	0,607	0,549	0,497	0,449	0,407
1	1,000	0,999	0,995	0,982	0,963	0,938	0,910	0,878	0,844	0,809	0,772
2		1,000	1,000	0,999	0,996	0,992	0,986	0,977	0,966	0,953	0,937
3				1,000	1,000	0,999	0,998	0,997	0,994	0,991	0,987
4						1,000	1,000	1,000	0,999	0,999	0,998
5									1,000	1,000	1,000

x \ μ	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
0	0,368	0,333	0,301	0,273	0,247	0,223	0,202	0,183	0,165	0,150	0,135
1	0,736	0,699	0,663	0,627	0,592	0,558	0,525	0,493	0,463	0,434	0,406
2	0,920	0,900	0,879	0,857	0,833	0,809	0,783	0,757	0,731	0,704	0,677
3	0,981	0,974	0,966	0,957	0,946	0,934	0,921	0,907	0,891	0,875	0,857
4	0,996	0,995	0,992	0,989	0,986	0,981	0,976	0,970	0,964	0,956	0,947
5	0,999	0,999	0,998	0,998	0,997	0,996	0,994	0,992	0,990	0,987	0,983
6	1,000	1,000	1,000	1,000	0,999	0,999	0,999	0,998	0,997	0,997	0,995
7					1,000	1,000	1,000	1,000	0,999	0,999	0,999
8									1,000	1,000	1,000

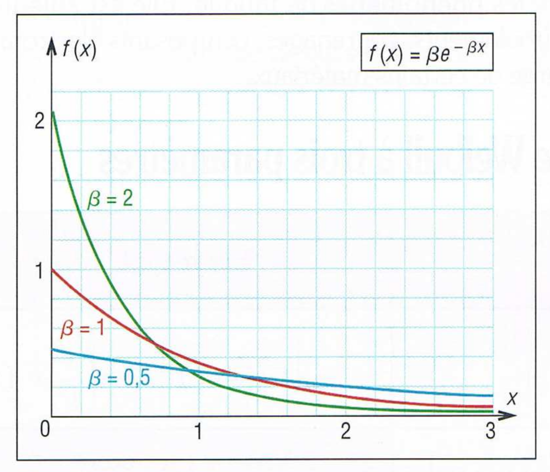
x \ μ	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4	3,6	3,8	4,0	4,2
0	0,111	0,091	0,074	0,061	0,050	0,041	0,033	0,027	0,022	0,018	0,015
1	0,355	0,308	0,267	0,231	0,199	0,171	0,147	0,126	0,107	0,092	0,078
2	0,623	0,570	0,518	0,469	0,423	0,380	0,340	0,303	0,269	0,238	0,210
3	0,819	0,779	0,736	0,692	0,647	0,603	0,558	0,515	0,473	0,433	0,395
4	0,928	0,904	0,877	0,848	0,815	0,781	0,744	0,706	0,668	0,629	0,590
5	0,975	0,964	0,951	0,935	0,916	0,895	0,871	0,844	0,816	0,785	0,753
6	0,993	0,988	0,983	0,976	0,966	0,955	0,942	0,927	0,909	0,889	0,867
7	0,998	0,997	0,995	0,992	0,988	0,983	0,977	0,969	0,960	0,949	0,936
8	1,000	0,999	0,999	0,998	0,996	0,994	0,992	0,988	0,984	0,979	0,972
9		1,000	1,000	0,999	0,999	0,998	0,997	0,996	0,994	0,992	0,989
10				1,000	1,000	1,000	0,999	0,999	0,998	0,997	0,996
11							1,000	1,000	0,999	0,999	0,999
12									1,000	1,000	1,000

x \ μ	4,4	4,6	4,8	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	7,5	8,0	9,0
0	0,012	0,010	0,008	0,007	0,004	0,002	0,002	0,001	0,001		
1	0,066	0,056	0,048	0,040	0,027	0,017	0,011	0,007	0,005	0,003	0,001
2	0,185	0,163	0,143	0,125	0,088	0,062	0,043	0,030	0,020	0,014	0,006
3	0,359	0,326	0,294	0,265	0,202	0,151	0,112	0,082	0,059	0,042	0,021
4	0,551	0,513	0,476	0,440	0,358	0,285	0,224	0,173	0,132	0,100	0,055
5	0,720	0,686	0,651	0,616	0,529	0,446	0,369	0,301	0,241	0,191	0,116
6	0,844	0,818	0,791	0,762	0,686	0,606	0,527	0,450	0,378	0,313	0,207
7	0,921	0,905	0,887	0,867	0,809	0,744	0,673	0,599	0,525	0,453	0,324
8	0,964	0,955	0,944	0,932	0,894	0,847	0,792	0,729	0,662	0,593	0,456
9	0,985	0,980	0,975	0,968	0,946	0,916	0,877	0,830	0,776	0,717	0,587
10	0,994	0,992	0,990	0,986	0,975	0,957	0,933	0,901	0,862	0,816	0,706
11	0,998	0,997	0,996	0,995	0,989	0,980	0,966	0,947	0,921	0,888	0,803
12	0,999	0,999	0,999	0,998	0,996	0,991	0,984	0,973	0,957	0,936	0,876
13	1,000	1,000	1,000	0,999	0,998	0,996	0,993	0,987	0,978	0,966	0,926
14				1,000	0,999	0,999	0,997	0,994	0,990	0,983	0,959
15					1,000	0,999	0,999	0,998	0,995	0,992	0,978
16						1,000	1,000	0,999	0,998	0,996	0,989
17								1,000	0,999	0,998	0,995
18									1,000	0,999	0,998
19										1,000	0,999
20											1,000

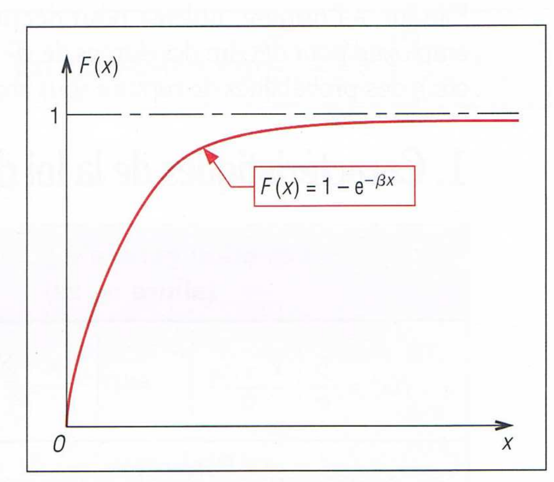
x \ μ	10,0	11,0	12,0	13,0	14,0	15,0	16,0	17,0	18,0	19,0	20,0
2	0,003	0,001	0,001								
3	0,010	0,005	0,002	0,001							
4	0,029	0,015	0,008	0,004	0,002	0,001					
5	0,067	0,038	0,020	0,011	0,006	0,003	0,001	0,001			
6	0,130	0,079	0,046	0,026	0,014	0,008	0,004	0,002	0,001	0,001	
7	0,220	0,143	0,090	0,054	0,032	0,018	0,010	0,005	0,003	0,002	0,001
8	0,333	0,232	0,155	0,100	0,062	0,037	0,022	0,013	0,007	0,004	0,002
9	0,458	0,341	0,242	0,166	0,109	0,070	0,043	0,026	0,015	0,009	0,005
10	0,583	0,460	0,347	0,252	0,176	0,118	0,077	0,049	0,030	0,018	0,011
11	0,697	0,579	0,462	0,353	0,260	0,185	0,127	0,085	0,055	0,035	0,021
12	0,792	0,689	0,570	0,463	0,358	0,268	0,193	0,135	0,092	0,061	0,039
13	0,864	0,781	0,682	0,573	0,464	0,363	0,275	0,201	0,143	0,098	0,066
14	0,917	0,854	0,772	0,675	0,570	0,466	0,368	0,281	0,208	0,150	0,105
15	0,951	0,907	0,844	0,764	0,669	0,568	0,467	0,371	0,287	0,215	0,157
16	0,973	0,944	0,899	0,835	0,756	0,664	0,566	0,468	0,375	0,292	0,221
17	0,986	0,968	0,937	0,890	0,827	0,749	0,659	0,564	0,469	0,378	0,297
18	0,993	0,982	0,963	0,930	0,883	0,819	0,742	0,655	0,562	0,469	0,381
19	0,997	0,991	0,979	0,957	0,923	0,875	0,812	0,736	0,651	0,561	0,470
20	0,998	0,995	0,988	0,975	0,952	0,917	0,868	0,805	0,731	0,647	0,559
21	0,999	0,998	0,994	0,986	0,971	0,947	0,911	0,861	0,799	0,725	0,644
22	1,000	0,999	0,997	0,992	0,983	0,967	0,942	0,905	0,855	0,793	0,721
23		1,000	0,999	0,996	0,991	0,981	0,963	0,937	0,899	0,849	0,787
24			0,999	0,998	0,995	0,989	0,978	0,959	0,932	0,893	0,843
25			1,000	0,999	0,997	0,994	0,987	0,975	0,955	0,927	0,888
26				1,000	0,999	0,997	0,993	0,985	0,972	0,951	0,922
27					0,999	0,998	0,996	0,991	0,983	0,969	0,948
28					1,000	0,999	0,998	0,995	0,990	0,980	0,966
29						1,000	0,999	0,997	0,994	0,988	0,978
30							0,999	0,999	0,997	0,993	0,987
31							1,000	0,999	0,998	0,996	0,992
32								1,000	0,999	0,998	0,995
33									1,000	0,999	0,997
34										0,999	0,999
35										1,000	0,999
36											1,000

IX - Distribution exponentielle

Le modèle exponentiel est souvent utilisé dans les études de fiabilité, β étant le taux de pannes. Il permet aussi de représenter des durées de vie...
La distribution dépend du seul paramètre β :



20. Allure de la distribution exponentielle en fonction de β.



21. Allure des fréquences cumulatives de la distribution exponentielle.

Équation générale [$x \geq 0$] (densité de population)	Valeur moyenne	Écart-type
$f(x) = \beta.e^{-\beta.x}$	$\mu = \dfrac{1}{\beta}$	$\sigma = \dfrac{1}{\beta}$
Fréquence de distribution cumulative Équation générale: $F(x) = 1 - e^{-\beta.x}$ (allure **fig. 21**)		

Exemple : la durée de vie de composants électroniques de puissance, en milliers d'heures, a une forme exponentielle ; le taux de défaillance est $\beta = 0{,}333 = 1/3$: une défaillance chaque 3 000 heures.

1) Quelle est la probabilité qu'un composant dépasse 3 000 heures ?
$P(X > 3) = 1 - P(X \leq 3) = 1 - F(3) = 1 - (1 - e^{-3.0,333}) = e^{-1} = 0{,}368$
(36,8 % de chances, résultat indépendant de β).

2) Quelle est la probabilité que le composant dure entre 1 000 et 3 000 heures ?
$P(1 \leq X \leq 3) = F(3) - F(1) = (1 - e^{-3.0,333}) - (1 - e^{-1.0,333})$
$= -0{,}367\,8 + 0{,}716\,8 = 0{,}349\,0$ (34,9 % de chances)

3) Quelle est la probabilité que le composant dure 1 000 heures de plus après 3 000 heures de fonctionnement ?
C'est une probabilité conditionnelle.
Forme générale : $P(X > b/X > a) = P(X > b - a)$
$P(X > 4/X > 3) = P(X > 1) = e^{-1.0,333} = 0{,}716\,8$.
C'est aussi la probabilité qu'un composant neuf dure 1 000 heures.

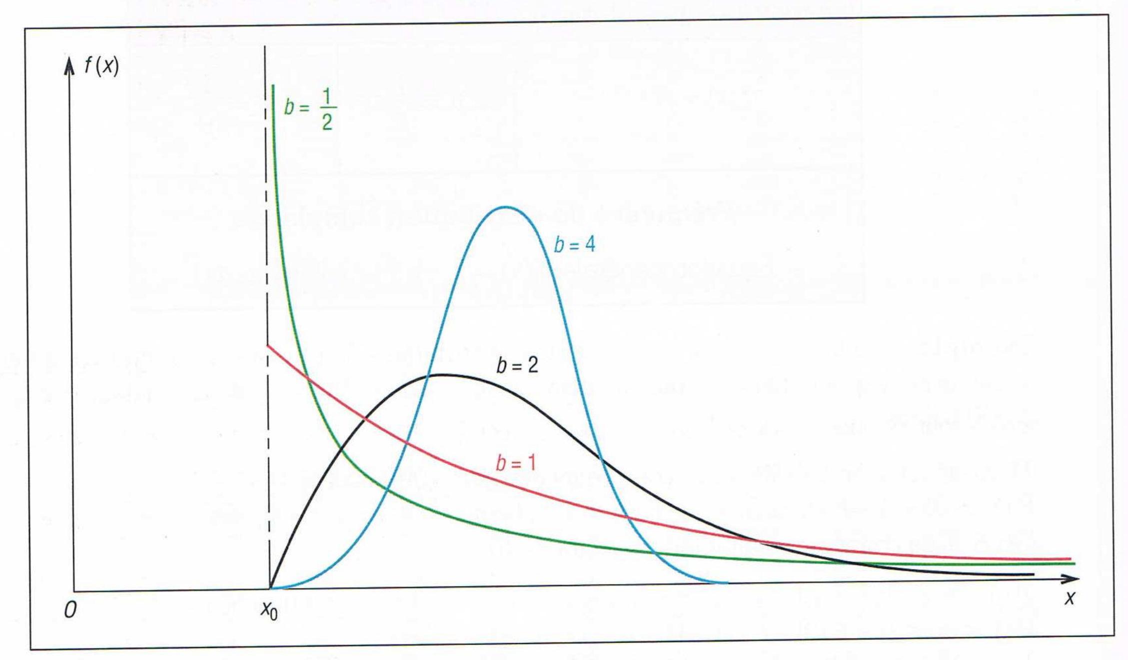
Remarque : avec un taux de panne β constant, les chances d'avoir une défaillance restent toujours les mêmes. Que le composant soit neuf ou non, qu'il ait déja servi longtemps ou non, la fiabilité reste la même.

X - Distribution ou loi de Weibull

C'est une sorte de loi caméléon grâce à ses trois paramètres, très souple, qui peut s'ajuster à un grand nombre de données statistiques : elle peut suivre une distribution non symétrique, faire l'approximation de la loi normale, devenir une distribution exponentielle....
Elle fut, à l'origine, utilisée pour décrire les phénomènes de fatigue. Elle est aujourd'hui employée pour décrire des durées de vie (roulements, engrenages, composants électroniques, etc.), des probabilités de rupture sous charge de certains matériaux...

1. Caractéristiques de la loi de Weibull à trois paramètres

Équation générale $[x \geqslant X_0]$ (allure fig. 22)	Écart-type
$f(x) = \frac{b}{\alpha}\left[\frac{x - X_0}{\alpha}\right]^{b-1}.\exp\left[-\left[\frac{x - X_0}{\alpha}\right]^{b}\right]$	$\alpha.\left[\Gamma\left[\frac{2}{b} + 1\right] - \Gamma^2\left[\frac{1}{b} + 1\right]\right]^{0,5}$
Paramètres X_0 est le paramètre de position $(-\infty \leqslant X_0 \leqslant \infty)$ α est le paramètre d'échelle $(\alpha > 0)$ b est le paramètre de forme $(b > 0)$, sans unité Γ est la fonction Gamma (tableau ci-dessous)	**Valeur moyenne** $\eta = X_0 + \alpha.\Gamma\left[\frac{1}{b} + 1\right]$



22. Allure de la distribution de Weibull pour différentes valeurs de b.

Fonction $\Gamma(x)$										
si k est un nombre entier (1, 2 ...) : $\Gamma(k) = (k-1)!$ (avec $k \geqslant 1$)										
x	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	
$\Gamma(x)$	1,000	0,951	0,918	0,897	0,887	0,886	0,893	0,908	0,931	0,961	
x	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0
$\Gamma(x)$	1,000	1,046	1,101	1,166	1,242	1,329	1,429	1,544	1,676	1,827	2,00

2. Fréquence de distribution cumulative $F(x)$

La loi de Weibull est la plus utilisée sous cette forme.

Remarque : en fiabilité, x représente le temps t, $F(t)$ la fonction défaillance, et $R(t)$ la fonction fiabilité.

$F(x) = 1 - \exp\left[-\left(\dfrac{x - X_0}{\alpha}\right)^b\right]$ (si $x \geqslant X_0$)
$R(x) = 1 - F(x) = \exp\left[-\left(\dfrac{x - X_0}{\alpha}\right)^b\right]$

Exemple : un composant mécanique possède une durée de vie qui suit la loi de Weibull avec $X_0 = 0$, $b = 0{,}25$ (1/4) et $\alpha = 120$ heures.

1) Déterminons le temps moyen entre les défaillances :

$$t_{moyen} = \mu = X_0 + \alpha.\Gamma\left(\frac{1}{b} + 1\right) = 0 + 120.\Gamma(4 + 1) = 120.(4!) = 2\,880 \text{ heures.}$$

2) Quelle est la probabilité que le composant tombe en panne avant 3 600 heures :

$$F(t) = F(3\,600) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{3\,600}{120}\right)^{0,25}\right] = 1 - e^{-2,34} = 1 - 0{,}096 = 0{,}904 \text{ (soit 90,4 \%)}$$

3. Caractéristiques de la loi de Weibull à deux paramètres

C'est la loi précédente avec $X_0 = 0$ (cas ou l'origine est connue). Si $x = \alpha$, $F(x) = 0{,}632$.

Équation générale ($x > 0$)	Fréquence cumulative
$f(x) = \dfrac{b}{\alpha}\left(\dfrac{x}{\alpha}\right)^{b-1}.\exp\left[-\left(\dfrac{x}{\alpha}\right)^b\right]$	$F(x) = 1 - \exp\left[-\left(\dfrac{x}{\alpha}\right)^b\right]$

XI - Combinaisons de distributions (addition, soustraction...)

Il est fréquent qu'une grandeur F soit la combinaison de une, deux ou plusieurs variables indépendantes, chacune de ces variables ayant sa propre distribution statistique avec moyenne et écart-type. Quelques cas usuels sont indiqués dans le tableau ci-dessous, des combinaisons de ces cas sont également possibles.

Moyenne et écart-type de quelques combinaison de fonctions			
fonction F	moyenne μ_f	écart-type σ_f	coefficient de dispersion C_f
F = constante = K	K	0	0
$F = x$	$\bar{x}$	σ_x	$\sigma_x / \bar{x} = Cx$
$F = K.x$	$K.\bar{x}$	$K.\sigma_x$	$\sigma_x / \bar{x}$
$F = x + K$	$\bar{x} + K$	σ_x	σ_x / μ_f
$F = x + y$	$\bar{x} + \bar{y}$	$[\sigma_x^2 + \sigma_y^2]^{0,5}$	σ_f / μ_f
$F = x - y$	$\bar{x} - \bar{y}$	$[\sigma_x^2 + \sigma_y^2]^{0,5}$	σ_f / μ_f
$F = \frac{1}{x}$	$1/\bar{x}$	$\sigma_x^2 / \bar{x}^2$	Cx
$F = x.y$	$\bar{x}.\bar{y}$	$[\bar{x}^2.\sigma_y^2 + \bar{y}^2.\sigma_x^2]^{0,5}$	$[Cx^2 + Cy^2]^{0,5}$
$F = \frac{x}{y}$	$\bar{x}/\bar{y}$	$(1/\bar{y}^2).[\bar{x}^2.\sigma_y^2 + \bar{y}^2.\sigma_x^2]^{0,5}$	$[Cx^2 + Cy^2]^{0,5}$
$F = x^2$	$\bar{x}^2$	$\sqrt{2}.\bar{x}.\sigma_x = 2.Cx.\bar{x}^2$	$2.Cx$
$F = x^3$	$\bar{x}^3$	$\sqrt{3}.\bar{x}^2.\sigma_x = 3.Cx.\bar{x}^3$	$3.Cx$
$F = x^4$	$\bar{x}^4$	$2.\bar{x}^3.\sigma_x = 4.Cx.\bar{x}^4$	$4.Cx$

a) Exemple 1 : dans la formule de traction $\sigma = F/S$, si la force F et la section S sont des variables aléatoires ou statistiques, alors la contrainte σ est aussi une variable aléatoire ou statistique. De plus, les erreurs ou incertitudes provenant de F et S se propagent sur σ.

b) Propriétés

Si on ajoute, ou on retranche, deux variables dont les distributions suivent la loi normale, le résultat est encore une distribution normale.

Si on multiplie deux variables x et y dont les distributions suivent la loi normale, le résultat est approximativement une distribution normale.

L'approximation est convenable si :

$0{,}1 \leqslant \mu_x/\mu_y \leqslant 10$; $0{,}005 \leqslant Cx \leqslant 0{,}20$; $0{,}005 \leqslant Cy \leqslant 0{,}20$

L'approximation est bonne si $Cx \leqslant 0{,}075$ et $Cy \leqslant 0{,}075$

Le quotient de deux distributions normales x et y est approximativement normale si les conditions précédentes sont vérifiées.

c) Exemple 2 : une barre ronde de diamètre moyen $d_m = 30$ mm est soumise à une charge de flexion. L'écart-type sur le diamètre est de 0,03 mm. Déterminons la moyenne arithmétique et l'écart-type du module de flexion $Iz/v = \pi d^3/32$.

D'après le tableau page 479 (ligne $F = x^3$), le module de flexion moyen s'écrit :

$(Iz/v)_{moy} = \pi.dm^3/32 = \pi.30^3/32 = 2\ 650{,}72$ mm^3

écart-type : $\sigma_I = \sqrt{3}.dm^2.\ \sigma_d = 3^{0,5}.30^2.0{,}03 = 46{,}77$ mm^3

Remarque : si la distribution suit la loi normale 99,7 % de la population est situé dans l'intervalle :

$(Iz/v)_{moy} - 3.\sigma_I \leqslant (99{,}7\ \%\ \text{des}\ Iz/v) \leqslant (Iz/v)_{moy} + 3.\sigma_I$

$2510{,}41 \leqslant Iz/v \leqslant 2791{,}03$

XII - Régression ou ajustement linéaire

L'analyse de régression est souvent utilisée en expérimentation ou en cours d'analyse pour savoir s'il existe une relation ou un rapport entre deux ou plusieurs séries de données collectées. De même, pour des raisons diverses (moyens de mesure ou de contrôle imprécis, etc.), la représentation entre deux séries de données peut être imprécise (graphe avec des points plus ou moins dispersés, exemple **fig. 23**).

L'analyse de régression permet alors de trouver le meilleure ajustement possible pour une droite de proportionnalité ou pour toute autre courbe.

La plus simple des régressions, et la plus largement utilisée, est la régression linéaire basée sur l'équation de la droite : $y = ax + b$.

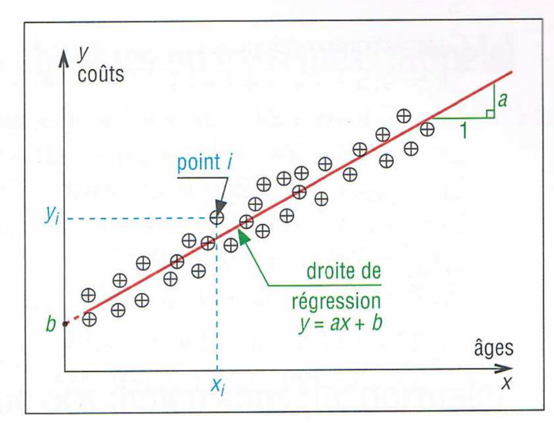
1. Méthode de travail

Première étape : collecter et classer les données des deux séries statistiques.

Par exemple, pour déterminer le rapport qui peut exister entre l'âge d'une voiture et son coût de maintenance, il faut commencer par collecter des données à partir d'un échantillon significatif de voitures. Les âges des différents véhicules seront repérés par $x_1, x_2, \ldots, x_n$ et les coûts par $y_1, y_2, \ldots, y_n$.

Deuxième étape : représentation graphique. Tracer les données précédentes sur un repère cartésien de type (x, y). Le résultat donne un graphe de dispersion (graphe avec un nuage de points, **fig. 23**).

Troisième étape : tracer la droite de régression qui sépare le nuage de points en deux zones sensiblement égales. Déterminer les paramètres caractéristiques a (pente de la droite), b (constante) et r (coefficient de corrélation). r permet d'apprécier la qualité de l'approximation.

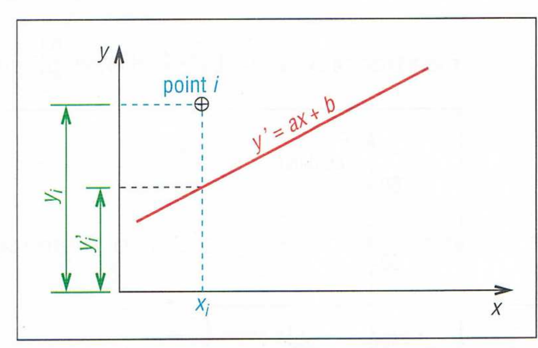


23. Principe de la régression linéaire.

2. Calculs de *a*, *b* et *r* - Méthode des moindres carrés

La méthode des moindres carrés part du principe que la somme $\Sigma(y_i - y'_i)^2$ de l'ensemble des points i du nuage ($i = 1$ à n) doit être aussi petite que possible, y'_i étant un point de la droite cherchée **(fig. 24)**.

La somme peut s'écrire $\Sigma[y_i - (ax_i + b)]^2$, après calculs de minimisation on obtient les formules usuelles :



24. Principe de la méthode des moindes carrés.

a	$a = \dfrac{n(\Sigma x_i y_i) - (\Sigma x_i)(\Sigma y_i)}{n(\Sigma x_i^2) - (\Sigma x_i)^2} = \dfrac{n\Sigma xy - \Sigma x \Sigma y}{n\Sigma x^2 - (\Sigma x)^2}$ (pente de la droite)
b	$b = \dfrac{\Sigma y_i - a.(\Sigma x_i)}{n} = \dfrac{\Sigma y - a.\Sigma x}{n}$ (constante de position)
r	$r = \dfrac{n(\Sigma x_i y_i) - (\Sigma x_i)(\Sigma y_i)}{[n(\Sigma x_i^2) - (\Sigma x_i)^2]^{0,5}.[n(\Sigma y_i^2) - (\Sigma y_i)^2]^{0,5}} = \dfrac{n\Sigma xy - \Sigma x \Sigma y}{[n(\Sigma x^2) - (\Sigma x)^2]^{0,5}.[n\Sigma y^2 - (\Sigma y)^2]^{0,5}}$

Propriétés du coefficient de corrélation *r* :
– La valeur de r est toujours comprise entre –1 et 1 ($-1 \leqslant r \leqslant 1$).
– Si $r < 0$, la pente de la droite est négative, et inversement.
– Si $r = 0$, il n'y a pas de corrélation, c'est-à-dire pas de droite possible.
– Si $r = 1$ ou $r = -1$, la corrélation est dite parfaite. Autrement dit, tous les points des données collectés s'alignent parfaitement sur la droite.
On admet que l'on a une bonne corrélation lorsque $r < 0{,}87$ ou $r < -0{,}87$

Exemple : on réalise le test d'un ressort à spires. Les résultats de l'essai sont rassemblés dans le tableau suivant :

charge *F* (en daN)	7	16	24	32	40	50	60
flèche *x* (en mm)	4,5	24	40	56	70	90	110
numéro du point	1	2	3	4	5	6	7

Remarque : toutes les valeurs calculées s'obtiennent facilement avec les calculatrices usuelles (touches de fonction ou librairie).

Calculs intermédiaires :

$\Sigma x_i = 4{,}5 + 24 + 40 + 56 + 70 + 90 + 110 = 394.5$

$\Sigma y_i = 7 + 16 + 24 + 32 + 40 + 50 + 60 = 229$

$\Sigma x_i^2 = 4{,}5^2 + 24^2 + 40^2 + 56^2 + 70^2 + 90^2 + 110^2 = 30\,432{,}25$

$\Sigma y_i^2 = 7^2 + 16^2 + 24^2 + 32^2 + 40^2 + 50^2 + 60^2 = 9\,605$

$\Sigma x_i y_i = 7.4{,}5 + 16.24 + 24.40 + 32.56 + 40.70 + 50.90 + 60.110 = 17\,067.5$

$(\Sigma x_i)^2 = 394{,}5^2 = 155\,630{,}25$

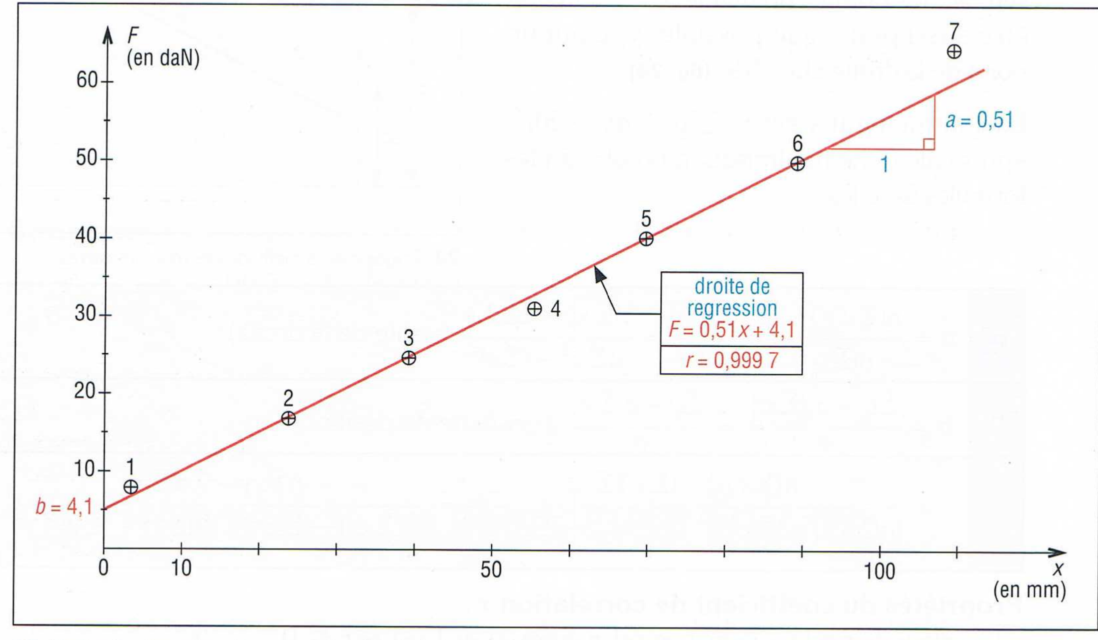
$(\Sigma y_i)^2 = 229^2 = 52\,441$

$$a = \frac{(7 \times 17\,067{,}5) - (394{,}5 \times 229)}{(7 \times 30\,432{,}25) - 155\,630{,}25} = 0{,}507\,6 \approx 0{,}51$$

$$b = \frac{229 - 0{,}507\,6 \times 394{,}5}{7} = 4{,}170\,4 \approx 4{,}1$$

$$r = \frac{7 \times 17\,067{,}5 - 394{,}5 \times 229}{[7 \times 30\,432{,}25 - 155\,630{,}25]^{0,5}[7 \times 9\,605 - 52\,441]^{0,5}} = \frac{29\,132}{239{,}574 \times 121{,}63} = 0{,}999\,7$$

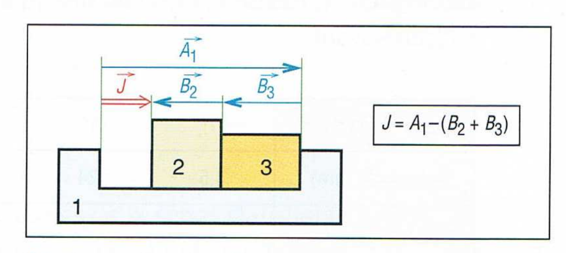
r est très proche de 1 (> 0,87) ce qui indique une très bonne régression.



25. Droite de régression des valeurs du tableau de la page 481.

XIII - Cotation fonctionnelle et statistiques

La cotation fonctionnelle et les chaînes de cotes sont étudiées de manière détaillées dans le chapitre 9 : cotation fonctionnelle. Une fois déterminées toutes les cotes (notées A_i et B_i) d'une même chaîne installant un jeu J, la valeur du jeu moyen (J_{moyen}) peut s'écrire sous la forme d'une différence entre cotes moyennes (exemple **fig. 26**) :



26. Cotation fonctionnelle.

$$J_{moyen} = (A_{1moyen} + A_{2moyen} + \ldots) - (B_{1moyen} + B_{2moyen} + \ldots)$$
$$= \Sigma A_{i(moyen)} - \Sigma B_{i(moyen)}$$

1. Cas du système des tolérances absolues ou extrêmes (rappels)

Dans ce système on part du principe que l'intervalle de tolérance sur le jeu (ITJ) est égal à la somme de tous les intervalles de tolérance des cotes de la chaîne :

$$\text{IT}J = (\text{IT}A_1 + \text{IT}A_2 + \ldots) + (\text{IT}B_1 + \text{IT}B_2 + \ldots) = \Sigma\,\text{IT}A_i + \Sigma\,\text{IT}B_i = \Sigma\,\text{IT cotes}$$

$$\text{IT}J = J_{\text{maxi}} - J_{\text{maxi}}$$

$$J_{\text{maxi}} = \Sigma A_{i\ \text{maxi}} - \Sigma B_{i\ \text{mini}} \qquad \text{et} \qquad J_{\text{mini}} = \Sigma A_{i\ \text{mini}} - \Sigma B_{i\ \text{maxi}}$$

2. Cas d'une répartition statistique des dimensions (loi normale)

Dans ce système, on part du principe que toutes les cotes et le jeu suivent une répartition statistique. Si les cotes A_i et B_i suivent toutes la loi normale, il en est de même du jeu J (voir tableau p. 479 et propriétés annexes) car la somme ou la différence de distributions normales est encore une distribution normale.

Pour chaque cote A_i ou B_i :

$(A_{i\,\text{moyen}} - 3.\sigma A_i) \leqslant 99{,}74\ \%$ des valeurs de $A_i \leqslant (A_{i\,\text{moyen}} + 3.\sigma A_i)$

$(B_{i\,\text{moyen}} - 3.\sigma B_i) \leqslant 99{,}74\ \%$ des valeurs de $B_i \leqslant (B_{i\,\text{moyen}} + 3.\sigma B_i)$

$\text{IT}A_i = 6.\sigma A_i$ et $\text{IT}B_i = 6.\sigma B_i$

$(J_{\text{moyen}} - 3.\sigma J) \leqslant 99{,}74\ \%$ des valeurs du jeu $J \leqslant (J_{\text{moyen}} + 3.\sigma J)$

$\text{ITjeu} = \text{IT}J = 6.\sigma J$

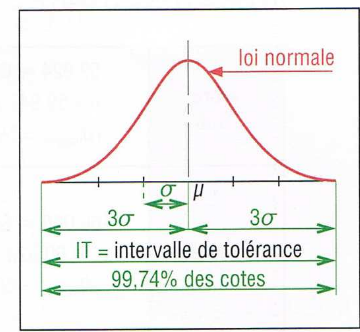
L'intervalle de tolérance sur le jeu ou sur chaque cote A_i ou B_i est égal à 6 fois l'écart-type correspondant (σ).

$\sigma_J = [\Sigma\sigma_{Ai}{}^2 + \Sigma\sigma_{Bi}{}^2]^{0,5}$ (tableau page 479)

$$\sigma_J{}^2 = \Sigma\sigma_{Ai}{}^2 + \Sigma\sigma_{Bi}{}^2$$

$$\left(\frac{\text{IT}J}{6}\right)^2 = \Sigma\left(\frac{\text{IT}A_i}{6}\right)^2 + \Sigma\left(\frac{\text{IT}B_i}{6}\right)^2$$

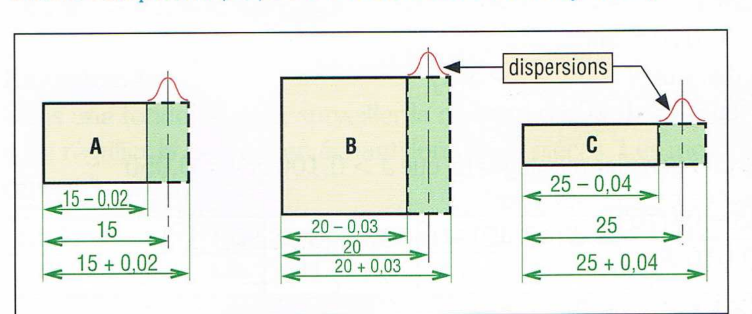
$$\text{IT}J^2 = \Sigma\text{IT}A_i^2 + \Sigma\text{IT}B_i^2$$



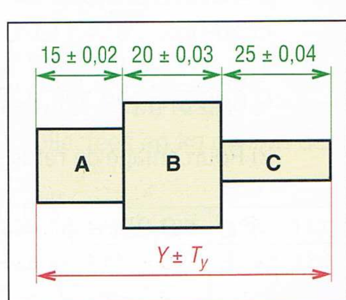
27. Rappel de la loi normale.

$$\text{IT}J = [\Sigma\,\text{IT}A_i^2 + \Sigma\text{IT}B_i^2]^{0,5} = [\Sigma\,\text{ITcotes}^2]^{0,5} = [\text{ITcote}_1{}^2 + \text{ITcote}_2{}^2 + \ldots]^{0,5}$$

Exemple 1 : le dispositif proposé **(fig. 28 et 29)** peut être considéré comme un assemblage de trois composants mis bout à bout (empilés) ou comme un ensemble de trois dimensions successives d'un même composant (15, 20 et 25 sont des cotes moyennes).




28. Dimensions respectives des composants A,B,C.



29. Dispositif assemblé.

$$Y_{\text{moyen}} = A_{\text{moyen}} + B_{\text{moyen}} + C_{\text{moyen}} = 15 + 20 + 25 = 60 \text{ mm}$$

1) Calcul de ITY à partir du système des tolérances absolues
$ITY = ITA + ITB + ITC = 0,04 + 0,06 + 0,08 = 0,18$
$Y \pm T_y = 60 \pm 0,09$ mm $(59,91 \leqslant Y \leqslant 60,09)$

2) Calcul de ITY en supposant une répartition statistique (loi normale)
$ITY^2 = ITA^2 + ITB^2 + ITC^2 = 0,04^2 + 0,06^2 + 0,08^2$
$ITY = 0,108$
$Y \pm T_y = 60 \pm 0,054$ mm (à comparer avec $60 \pm 0,090$)
Écart-type de Y : $\sigma Y = 0,054/3 = 0,018$ mm
$60 - 3.\sigma Y \leqslant 99,74$ % des $Y \leqslant 60 + 3.\sigma Y$
$59,946 \leqslant 99,74$ % des $Y \leqslant 60,054$ mm

3) Pourcentage de cotes en dehors de l'intervalle de tolérances absolues (cas où $Y > 60,09$ et $Y < 59,91$)

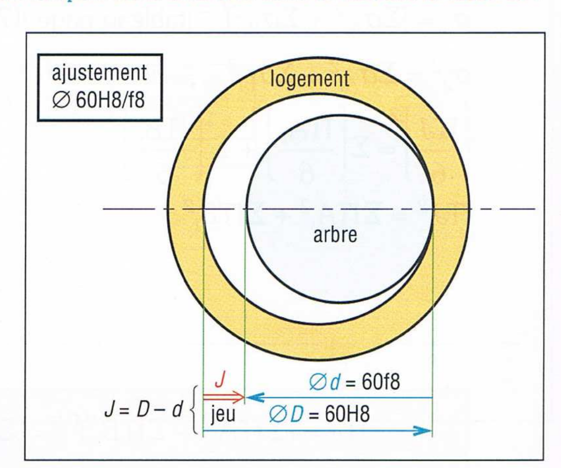
$$P(Y \leqslant 59,91) = \phi\left[\frac{59,91 - \mu_Y}{\sigma_Y}\right] = \phi\left[\frac{59,91 - 60}{0,018}\right] = \phi[-5] = 0,000\,000\,287$$

$$P(Y \geqslant 60,09) = 1 - \phi\left[\frac{60,09 - \mu_Y}{\sigma_Y}\right] = 1 - \phi[-5] = 0,000\,000\,287$$

Pourcentage de rebus = $2.0,000\,000\,287 \approx 0,000\,000\,6$
(environ 6 cotes sur 10 000 000 en dehors de l'intervalle spécifié).

Exemple 2 (fig. 30) : cas d'un ajustement 60 H8/f8 avec jeu entre un arbre et un logement (ITH8 = ITf8 = 0,046 mm pour 60 mm). Les caractéristiques sont données dans le tableau ci-dessous :

arbre **Ø d**	$59,924 \leqslant 60$ f8 $\leqslant 59,970$ mm $d = 59,947 \pm 0,023$ mm ($d_{moyen} = 59,947$)
logement **Ø D**	$60,000 \leqslant 60$ H8 $\leqslant 60,046$ mm $D = 60,023 \pm 0,023$ mm ($D_{moyen} = 60,023$)
jeu **J**	cas des toléreances absolues $ITJ = ITD + ITd = 2 \times 0,046$ $J = 0,076 \pm 0,046$



30. Ajustement 60 H8/f8.

1) Tolérance sur le jeu, cas d'une répartition statistique (loi normale)
$ITJ = [ITD^2 + ITd^2]^{0.5} = [2.0,046^2]^{0.5} = 0,065$
$J = 0,076 \pm 0,032\,5$
Écart-type : $\sigma_J = ITJ/6 \approx 0,010\,8$ mm
$J_{moyen} - 3.\sigma J \leqslant 99,7$ % des jeux $J \leqslant J_{moyen} + 3.\sigma_J$
$0,043\,5 \leqslant$ (99,7 % des jeux J) $\leqslant 0,108\,5$ mm

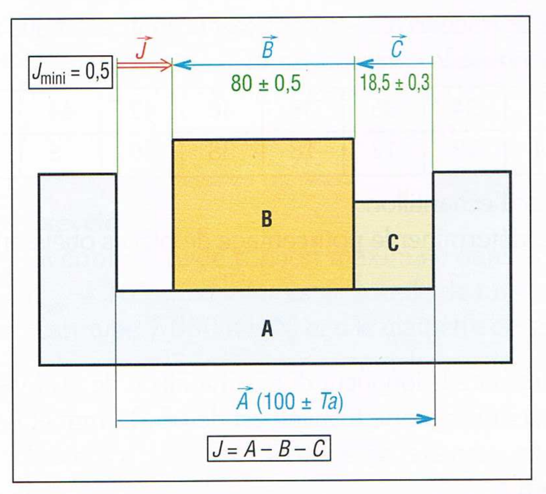
2) Pourcentage de refus si on rejette les montages tel que $J > 0,100$ et $J < 0,050$

$$P(J < 0,05) = \phi\left[\frac{0,05 - 0,076}{0,010\,8}\right] = \phi(-2,42) = 0,007\,8\ (0,78\ \%)$$

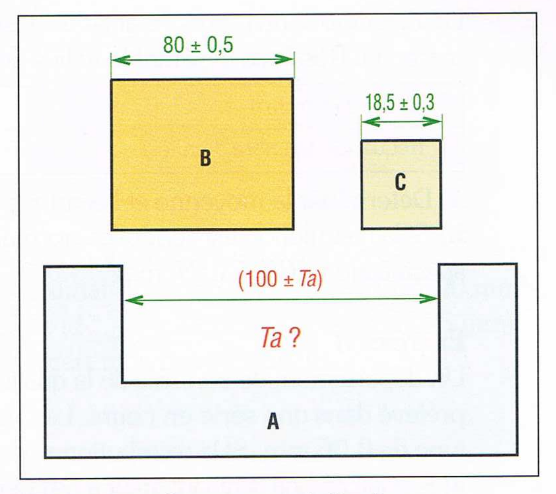
$$P(J > 0,100) = 1 - \phi\left[\frac{0,10 - 0,076}{0,010\,8}\right] = 1 - \phi(2,22) = 1 - 0,986\,1 = 0,013\,9\ (1,39\ \%)$$

Pourcentage de refus : 1,39 + 0,78 = 2,17 %

Exemple 3 : pour le dispositif proposé les dimensions connues sont :



31. Exemple 3.



32. Dimensions des composants A, B et C.

$A = 100 \pm Ta$; $B = 80 \pm 0{,}5$ et $C = 18{,}5 \pm 0{,}3$.

Si un jeu minimum de 0,5 mm est imposé, quelle doit être la valeur de la tolérance Ta ?

$J_{moyen} = A_{moyen} - B_{moyen} - C_{moyen} = 100 - 80 - 18{,}5 = 1{,}5$ mm

1) Cas du système de tolérancement absolu

$J_{mini} = 0{,}5 = A_{mini} - B_{maxi} - C_{maxi}$

$0{,}5 = (100 - Ta) - (80 - 0{,}5) - (18{,}5 - 0{,}3) = 0{,}7 - Ta$

$Ta = 0{,}2$ mm ; $A \pm Ta = 100 \pm 0{,}2$

$ITJ = ITA + ITB + ITC = 0{,}4 + 1{,}0 + 0{,}6 = 2{,}0$ mm ; $J = 1{,}5 \pm 1{,}0$ mm

2) Cas d'une répartition statistique des quatre dimensions (loi normale)

Supposons $J = 1{,}5 \pm 1{,}0$ mm (inchangé)

$ITJ^2 = ITA^2 + ITB^2 + ITC^2$

$2{,}0^2 = (2.Ta)^2 + 1{,}0^2 + 0{,}6^2$

$Ta = (0{,}66)^{0{,}5} = 0{,}812$ mm

$A = 100 \pm 0{,}812$ (à comparer avec $100 \pm 0{,}2$)

Remarque : si pour ce cas on a A_{mini} (99,188) en même temps que B_{maxi} (80,5) et C_{maxi} (18,8), il y a interférence (99,188 – 80,5 – 18,8 = –1,12mm). Cependant, d'un point de vue statistique, ce cas est très peu probable.

Conclusions : les exemples précédents montrent que l'utilisation des statistiques permet de concevoir des tolérances plus larges.

XIV - Exercices

Exercice 1

Dans une fonderie, pour surveiller la masse d'une série de pièces moulées, on réalise à intervalle régulier la pesée d'un échantillon de 30 pièces. Les mesures collectées en kg de l'un des échantillons sont :

131	140	129	128	132	135	142	122	126	118	120	125	128	128	111
133	107	147	136	130	130	132	138	128	124	128	129	127	127	122

a) Classer les mesures dans une table de six intervalles allant de 106 à 147 kg, tracer l'histogramme correspondant.

b) Déterminer la moyenne et l'écart-type.

Exercice 2
Un échantillon de barres en acier est testé en traction afin de contrôler la limité élastique R_e du matériau. Résultats (R_e étant le milieu de l'intervalle correspondant) :

R_e (en daN/mm^2)	32	34	36	38	40	42	44	46
fréquence (en nbre d'unités)	4	12	12	18	38	40	8	2

a) Déterminer la moyenne et l'écart-type de l'échantillon.
b) Si la distribution est supposée normale, déterminer le pourcentage de pièces obéissant à la spécification 40 ± 5 daN/mm^2.

Exercice 3
Un département de contrôle de la qualité mesure la longueur d'un échantillon de 100 vis inox prélevé dans une série en cours. La longueur moyenne trouvée est de 65,06 mm et l'écart-type de 0,06 mm. Si la distribution suit la loi normale, déterminer :
a) le pourcentage de vis inférieur à 64,94 mm ;
b) le pourcentage de vis supérieur à la longueur nominale 65,00 mm ;
c) le pourcentage obéissant à la spécification 65,00 ± 0,015 mm.

Exercice 4
On mesure un échantillon de 50 résistances prélevées au hasard dans une production. La distribution suit la loi normale et les résultats donnent une résistance moyenne de 987 Ω avec un écart-type de 52 Ω. Déterminer :
a) le pourcentage de composants dont la résistance est supérieure à 1 000 Ω ;
b) le pourcentage de composants à retenir si les spécifications sont 1 000 Ω ± 10 %.

Exercice 5
On réalise l'essai d'un ressort à spire. Les résultats sont :

charge *F* (en daN)	10,5	24	36	48	60	75	90
flèche *f* (en mm)	3,5	18	30	42	52	68	82,5

a) Tracer les données sur un graphe (x, y). Déterminer la droite de régression, en déduire la charge produisant une flèche de 65 mm.
b) Calculer et interpréter le coefficient de corrélation.

Exercice 6
On mesure l'évolution du voltage aux bornes d'un condensateur en fonction du temps, pendant sa décharge. Résultats :

temps (en *s*)	9	15	25,5	37,5	48	57	63
tension (en *V*)	145	93	34,5	14,5	5,5	2,9	2

a) Tracer les données sur un papier semi log.
b) Tracer la droite de régression et calculer le coefficient de corrélation.

Exercice 7
Un essai de traction pratiqué sur une éprouvette en polyéthylène donne la variation des contraintes σ en fonction des déformations ε (allongement relatif). Résultats :

σ (N/mm^2)	56	70	10,5	14	17,5	21	24,5
ε (sans unité)	0,12	0,18	0,41	0,56	0,72	0,84	1

La relation entre les deux variables est supposée de la forme $\varepsilon = a + b \cdot \ln\sigma$, déterminer les constantes a et b par régression.

Exercice 8

Dans la loi de Hooke $\sigma = E.\varepsilon$, σ est la contrainte en N/mm², E le module d'élasticité longitudinal (E_{moyen} = 200 000 N/mm², écart-type = 500 N/mm²) et ε l'allongement relatif (ε_{moyen} = 0,000 8, écart-type = 0,000 05).

Déterminer la contrainte moyenne (σ_{moyen}) et l'écart-type correspondant.

Exercice 9

La contrainte de torsion maximale dans une barre cylindrique est donnée par la relation $\tau_{max} = 16Mt/\pi d^3$. Mt est le couple de torsion maximal supporté (Mt_{moyen} = 100 000 mmN, écart-type 7 000 mmN) et d le diamètre de la barre (d_{moyen} = 30 mm, écart-type 0,05 mm).

Déterminer la contrainte maximale moyenne et l'écart-type correspondant.

Exercice 10

n barres identiques de section S sont soumises au même effort de traction P. Les variations de P et S amènent une fluctuation de la contrainte normale $\sigma_N = P/S$ (loi normale : $\sigma_{N\ moyen}$ = 450 N/mm², écart type 120 N/mm²). Les variations du matériau et des traitements amènent une fluctuation de la limite élastique R_e (loi normale : $R_{e\ moyen}$ = 600N/mm², écart-type 90 N/mm²). Si la condition de résistance impose $\sigma_N < R_e$, montrer que la probabilité de rupture des barres est égale à 84 % (partir de $F = R_e - \sigma_N \leqslant 0$).

Exercice 11

Un échantillon de luminaires produit en série est prélevé dans la production. La fraction de non conformité observée, d'un point de vue qualité parfaite, est de 1/8. Les lampes sont emballées dans des cartons par quatre. En utilisant la loi binomiale, quelle est la probabilité qu'un carton pris au hasard ne contienne que des lampes conformes ?

Exercice 12

Le nombre des connexions défectueuses sur une carte électronique utilisée pour un micro-ordinateur suit la loi de Poisson avec $\mu = 3$. Quelle est la probabilité qu'une carte ait au plus deux défauts (0, 1 ou 2 défauts possibles) ?

Exercice 13

L'ensemble proposé schématise un assemblage de quatre composants A, B, C et D.

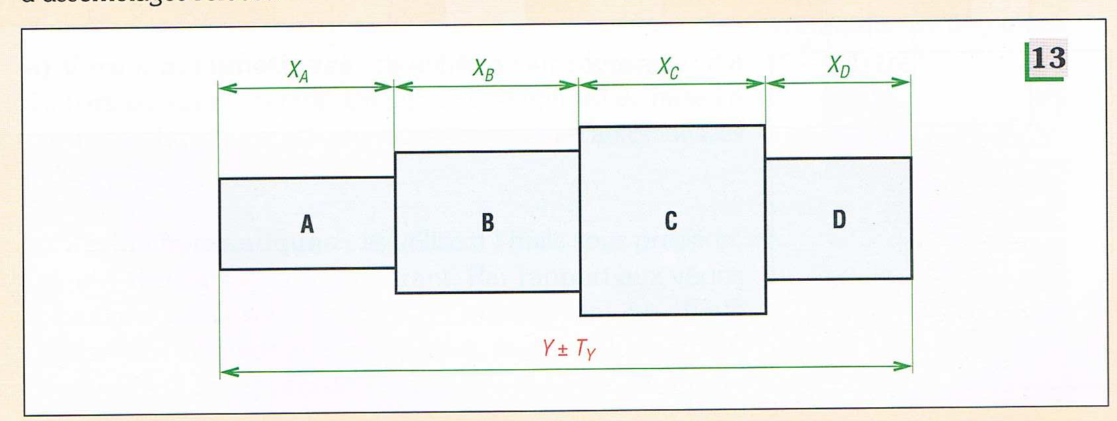
Dimensions en mm :

$X_A = 25 \pm 0{,}9$; $X_B = 24 \pm 0{,}6$; $X_C = 24 \pm 1{,}2$; $X_D = 30 \pm 0{,}3$ mm

a) Déterminer $Y \pm T_y$ dans le système des tolérances absolues.

b) Même question en supposant une répartition statistique des dimensions (loi normale).

c) Si les spécifications de fin de montage sont $Y = 102{,}5 \pm 1{,}5$, déterminer le pourcentage d'assemblages refusés.



Exercice 14

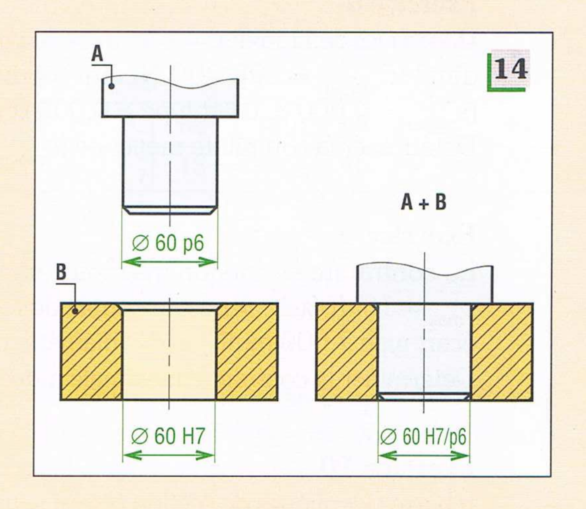
Le montage serré d'une bague B sur un arbre A est défini par l'ajustement 60 H7/p6 (60,000 ⩽ 60 H7 ⩽ 60,030 et 60,032 ⩽ 60 p6 ⩽ 60,051)

a) Déterminer le serrage moyen après assemblage.

b) Déterminer la valeur du serrage (mini et maxi) dans le cas du système des tolérances absolues.

c) Même question dans le cas d'une répartition statistique (loi normale).

d) Quel pourcentage de montage présente un serrage nul ou du jeu ?

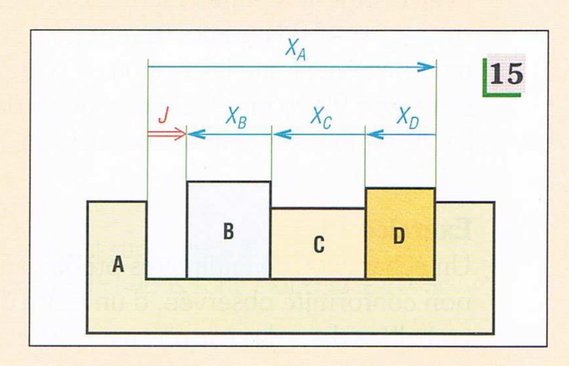


Exercice 15

Le jeu J du dispositif est : $J = X_A - X_B - X_C - X_D$. Le jeu J minimum est fixé à 0,5 mm. Données : $X_A = 289{,}4 \pm Ta$; $X_B = 112{,}5 \pm 0{,}4$; $X_C = 100 \pm 0{,}6$; $X_D = 75 \pm 0{,}3$ mm

a) Déterminer la tolérance Ta dans le cas du système des tolérances absolues.

b) Même question en supposant une répartition statistique (loi normale).

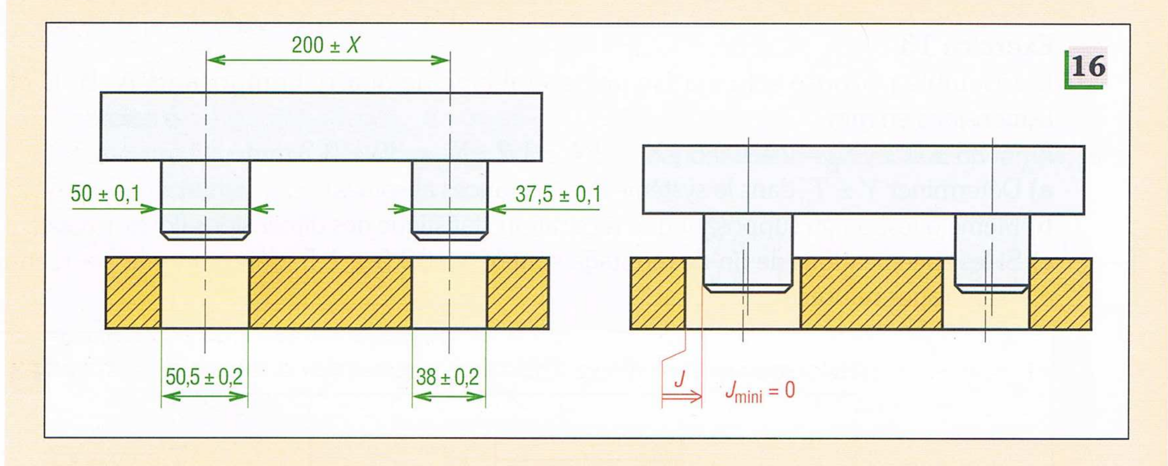


Exercice 16

Pour l'assemblage proposé avec pieds de centrage, on impose un jeu minimum nul ($J_{mini} = 0$). Déterminer la tolérance d'entraxe X :

a) Dans le cas du système de tolérances absolues.

b) En supposant une répartition statistique (loi normale) des dimensions.





VÉRINS DISTRIBUTEURS ET ACCESSOIRES

Objectifs

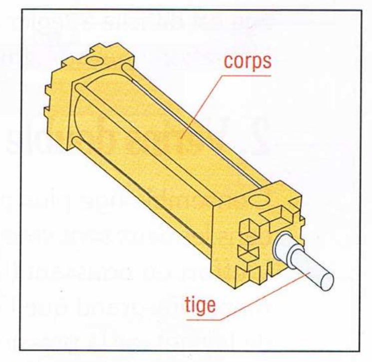
- Décrire les caractéristiques, la normalisation et les domaines d'emploi des principaux composants pour systèmes automatisés industriels.
- Proposer des exercices d'application.

Les vérins, actionneurs linéaires, et les distributeurs, préactionneurs, sont des éléments essentiels des systèmes automatisés industriels. Il en existe un grand nombre dans des technologies assez variées. De ce fait, dans ce chapitre, ne seront abordés que les principes de base et la normalisation des dispositifs usuels présentant un caractère durable.

I - Vérins

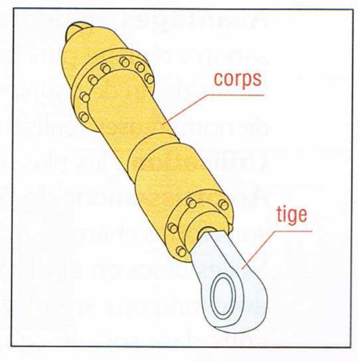
Ils transforment l'énergie d'un fluide sous pression en énergie mécanique (mouvement avec effort). Ils peuvent soulever, pousser, tirer, serrer, tourner, bloquer, percuter, abloquer...
Leur classification tient compte de la nature du fluide, pneumatique ou hydraulique, et du mode d'action de la tige : simple effet, double effet...

Remarque : une grande quantité de fonctions complémentaires peut leur être intégrée : amortissement de fin de course, capteurs de position, dispositifs de fin de course, dispositifs de détection, distributeurs, guidages...



1. Exemple de vérin pneumatique.

a) Vérins pneumatiques : ils utilisent l'air comprimé, 2 à 10 bars en usage courant. Du fait de la simplicité de mise en œuvre, ils sont très nombreux dans les systèmes automatisées industriels.



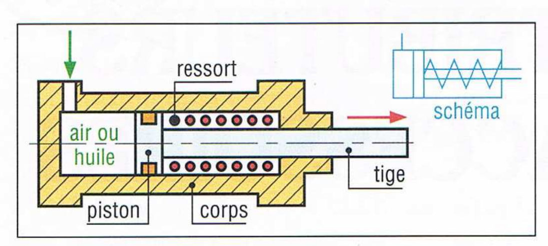
2. Exemple de vérin hydraulique.

b) Vérins hydrauliques : ils utilisent l'huile sous pression, jusqu'à 350 bars en usage courant. Par rapport aux vérins pneumatiques, ils sont plus coûteux, développent des efforts beaucoup plus importants, des vitesses de tiges plus précises et permettent des applications plus sophistiquées avec régulation, asservissements...

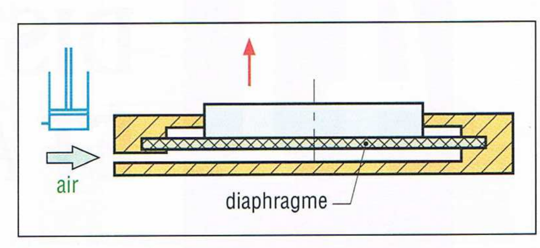
1. Vérins simple effet (VSE)

L'ensemble tige-piston se déplace dans un seul sens sous l'action du fluide sous pression. Le retour est effectué par un autre moyen : ressort, charge…

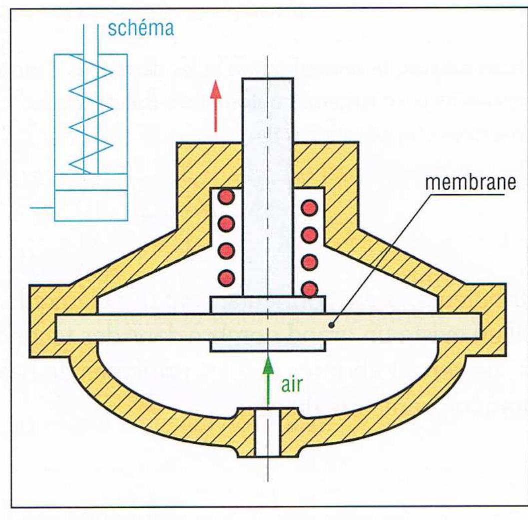
Principes de réalisation et symboles normalisés (ISO/AFNOR)



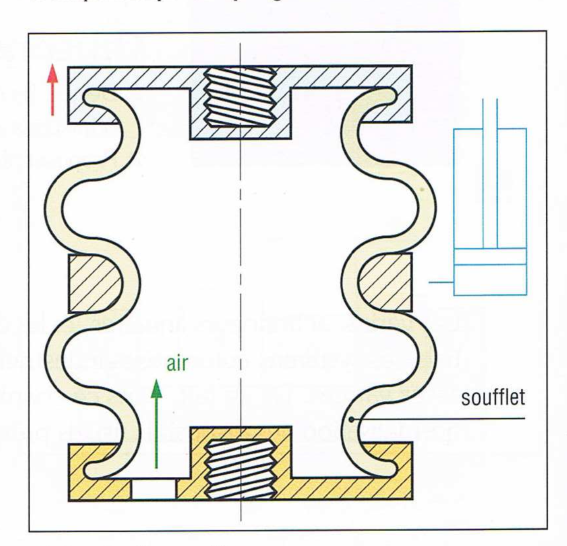
3. Simple effet classique, rappel par ressort.



4. Simple effet plat à diaphragme.



5. Simple effet à membrane, rappel par ressort.



6. Simple effet à soufflet.

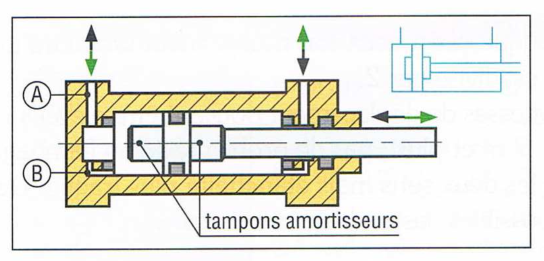
Avantages : ils sont économiques et la consommation de fluide est réduite.
Inconvénients : à course égale, ils sont plus longs que les vérins double effet ; la vitesse de la tige est difficile à régler en pneumatique et les courses proposées limitées, jusqu'à 100 mm.
Utilisation : travaux simples (serrage, éjection, levage, emmanchements…).

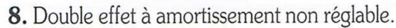
2. Vérins double effet (VDE)

L'ensemble tige plus piston peut se déplacer dans les deux sens sous l'action du fluide.
L'effort en poussant (tige sortant) est légèrement plus grand que l'effort en tirant (entrée de la tige) car la pression n'agit pas sur la partie de surface occupée par la tige.

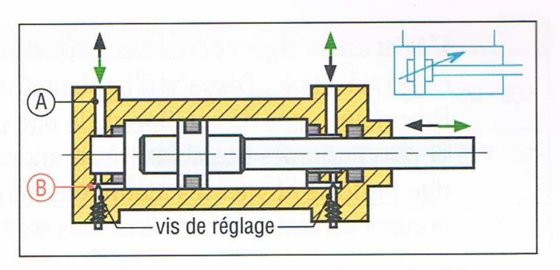
7. Double effet, air comprimé ou huile.

Avantages : plus grande souplesse d'utilisation ; réglage plus facile de la vitesse, par contrôle du débit à l'échappement ; amortissements de fin de courses, réglables ou non, possibles dans un ou dans les deux sens. Ils offrent de nombreuses réalisations et options. Inconvénients : ils sont plus coûteux.
Utilisation : les plus utilisés industriellement, ils présentent un grand nombre d'applications.
Amortissement de fin de course : il est indispensable aux vitesses ou cadences élevées et sous fortes charges.
Si des blocs en élastomère suffisent lorsque l'énergie à amortir est modérée, les dispositifs avec tampons amortisseurs sont recommandés aux plus hautes énergies. Dès que le tampon entre dans son alésage, le fluide à l'échappement est obligé de passer par l'orifice B plus petit, au lieu de A. La réduction du débit provoque une surpression créant l'amortissement.



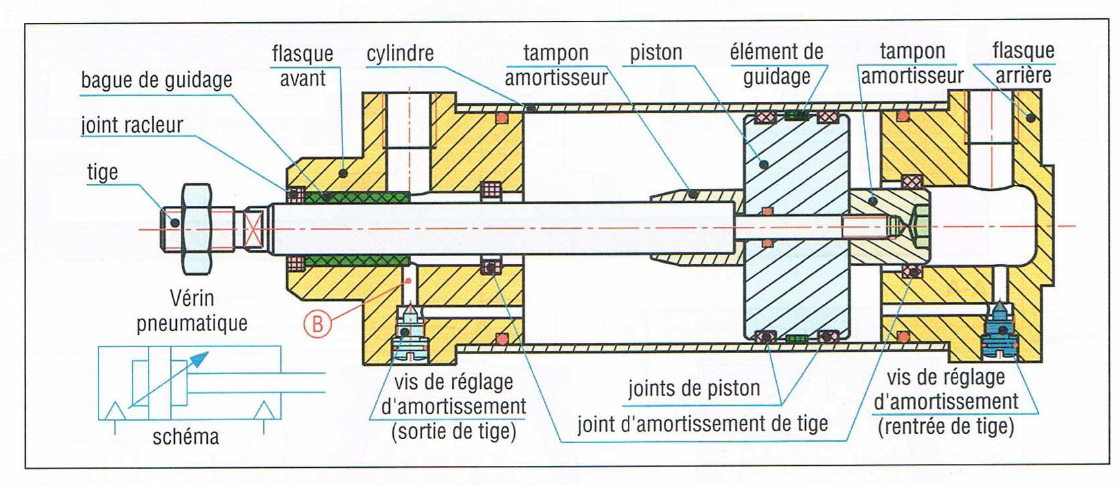


8. Double effet à amortissement non réglable.



9. Double effet à amortissement réglable (voir fig. 21).

Exemple de réalisation - Principaux constituants



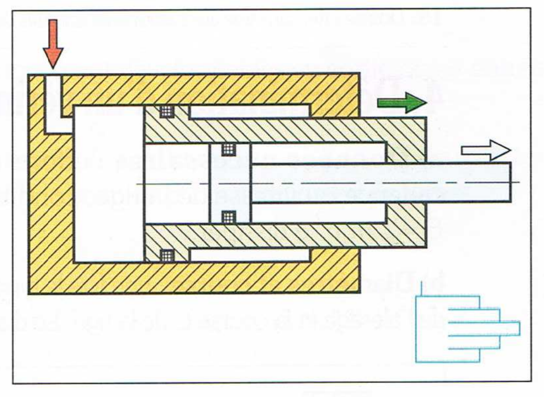
10. Cas d'un vérin pneumatique à amortissement réglable des deux côtés.

3. Principaux vérins particuliers ou spéciaux

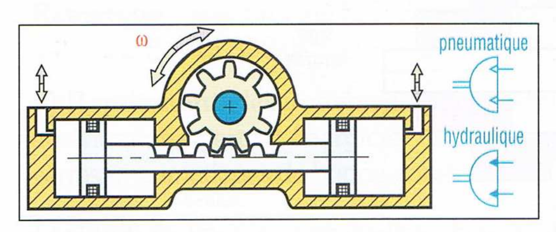
Variantes particulières des cas précédents, ils présentent les mêmes options possibles : amortissement…

Vérin à tige télescopique : simple effet et généralement hydraulique, il permet des courses importantes tout en conservant une longueur repliée raisonnable.

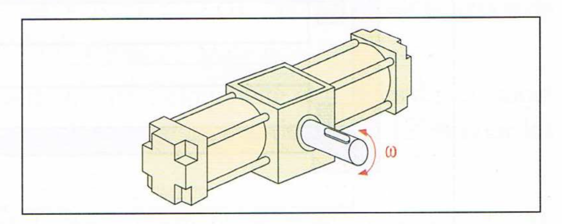
Vérin rotatif : l'énergie du fluide est transformée en mouvement de rotation ; par exemple, vérin double effet entraînant un système pignon crémaillère. L'angle de rotation peut varier entre 90 et 360°. Les amortissements sont possibles.



11. Simple effet à tige télescopique.

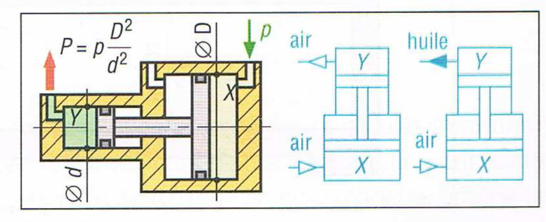


12. Vérin rotatif (unité de couple) : exemple de réalisation.



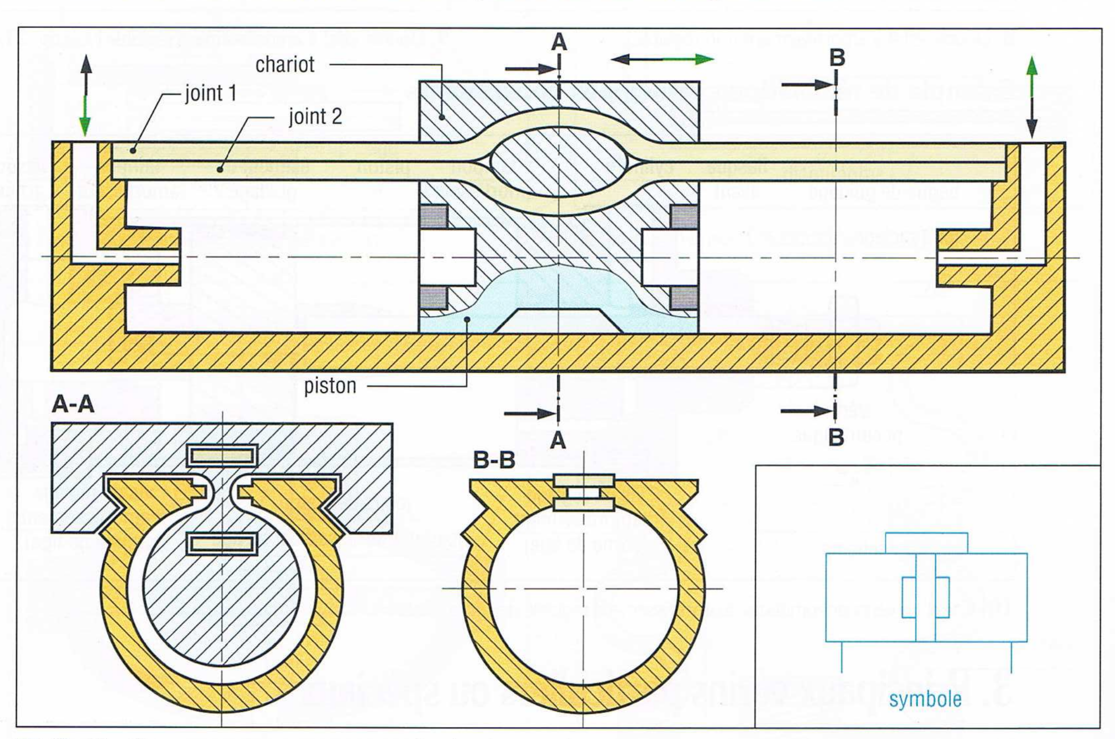
13. Vérin rotatif, perspective.

Multiplicateur de pression : souvent utilisé en oléopneumatique, il permet à partir d'une pression d'air (p en X), d'obtenir un débit d'huile à une pression plus élevée (P en Y : 10 à 20 fois plus élevée que p). Il est ainsi possible d'alimenter des vérins hydrauliques présentant des vitesses de tige plus précises.



14. Multiplicateur de pression.

Vérin sans tige : double effet pneumatique, il est deux fois moins encombrant qu'un vérin classique à tige ; l'espace d'implantation est divisé par 2.
Propriétés : pas de rotation de la tige ; vitesses de déplacement pouvant être élevées : 3 m/s et plus ; courses possibles très grandes : 7 m et plus ; pas de problème lié au flambage de la tige ; efforts et vitesses identiques dans les deux sens mais étanchéité plus fragile. De nombreuses variantes et combinaisons sont possibles : assemblages croisées…

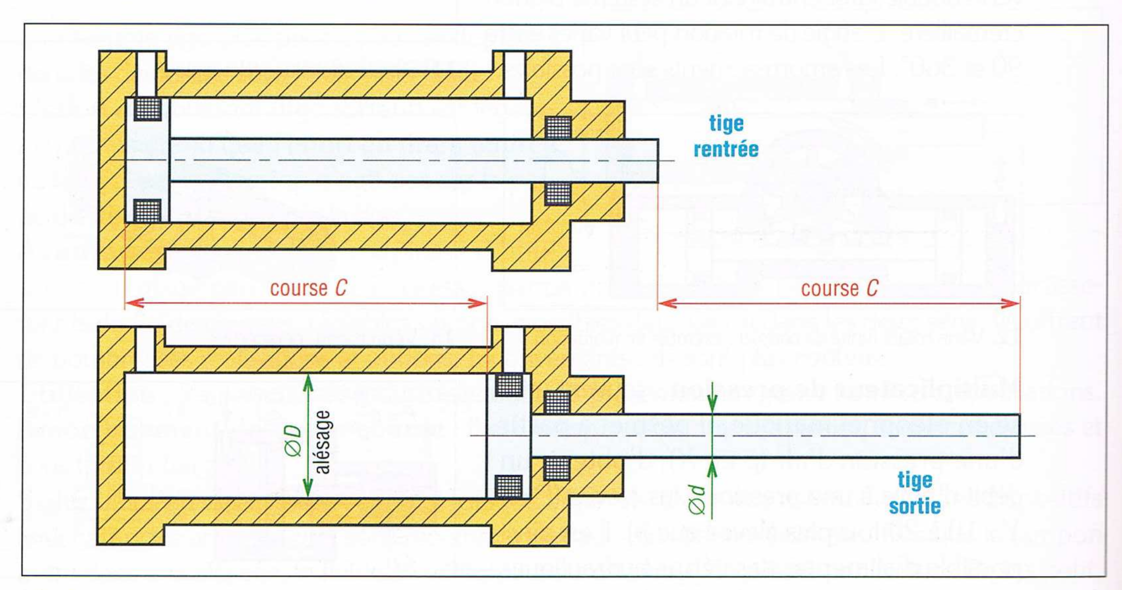


15. Double effet sans tige avec amortissement des deux côtés.

4. Détermination d'un vérin

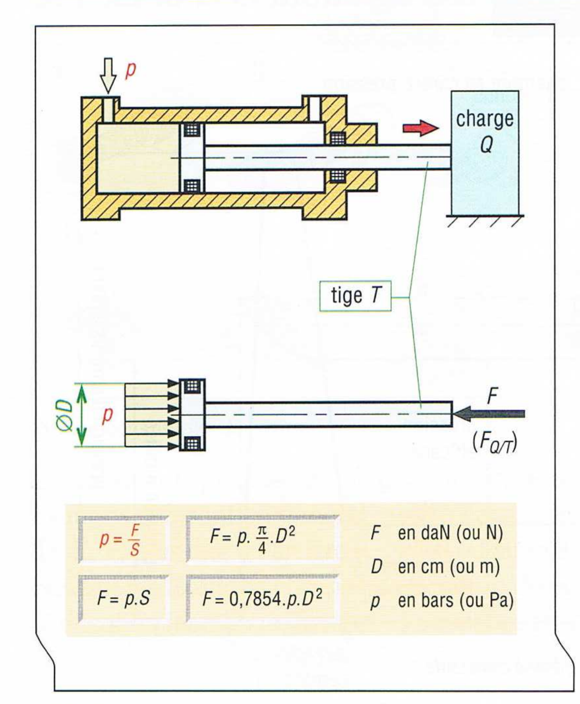
a) Données nécessaires : efforts exercés dans les deux sens, en poussant et en tirant, cadence ou vitesse de la tige, conditions de service : amortissement et énergie cinétique $E_c = \frac{1}{2}.m.v^2$ à dissiper…

b) Diamètres et course : une fois le type choisi, à partir des données, il faut déterminer le diamètre *D* de l'alésage et la course *C* de la tige. Le diamètre de tige *d* dépend de *D* (normalisation page 493).

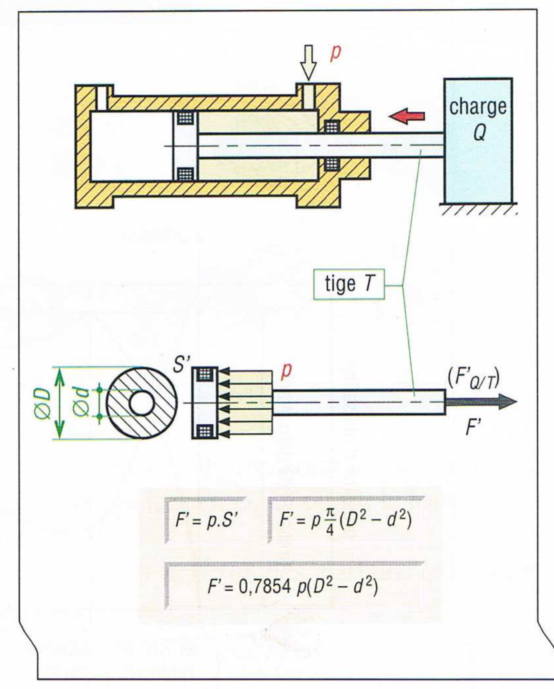


16. Course d'un vérin.

Normalisation ISO, AFNOR ET CNOMO – (NF ISO 3320…)	
diamètres *D* (mm)	8 - 10 - 12 - 16 - 20 - 25 - 32 - 40 - 50 - 63 - 80 - 100 - 125 - 160 - 200 - 250 - 320 - 400 - 500
diamètres *d* (tige) (mm)	4 - 5 - 6 - 8 - 10 - 12 - 14 - 16 - 18 - 20 - 22 - 25 - 28 - 32 - 36 - 40 - 45 - 50 - 56 - 63 - 70 - 80 - 90 - 100 - 110 - 125 - 140 - 160 - 180 - 200 - 220 - 250 - 280 - 320 - 360
pressions nominales usuelles (bars)	0,1 - 0,4 - 1 - 2 - 4 - 6 - 8 - 10 - 16 - 20 - 25 - 31,5 - 40 - 50 - 63 - 80 - 100 - 125 - 160 - 200 - 250 - 350 - 400 - 450- 500 - 630 - 800 - 1000…



17. Effort en poussant.



18. Effort en tirant.

c) Efforts théoriques exercés : efforts théoriquement développables en sortie ou en entrée de tige, calculés à partir de la pression d'utilisation.

Exemple 1 : dans le cas d'un vérin pneumatique avec $D = 100$ mm, $d = 32$ mm, calculons les efforts théoriques exercés en poussant et en tirant si la pression d'alimentation est de 7 bars.

En poussant : $F_{\text{théorique}} = p.S = p.\pi.R^2$
$= 7.\pi.5^2 = 550$ daN
En tirant : $F'_{\text{théorique}} = p.S' = p.\pi.(R^2 - r^2)$
$= 7.\pi.(5^2 - 1{,}6^2) = 493$ daN ($\simeq$ 10 % en moins)

(10 % en moins)

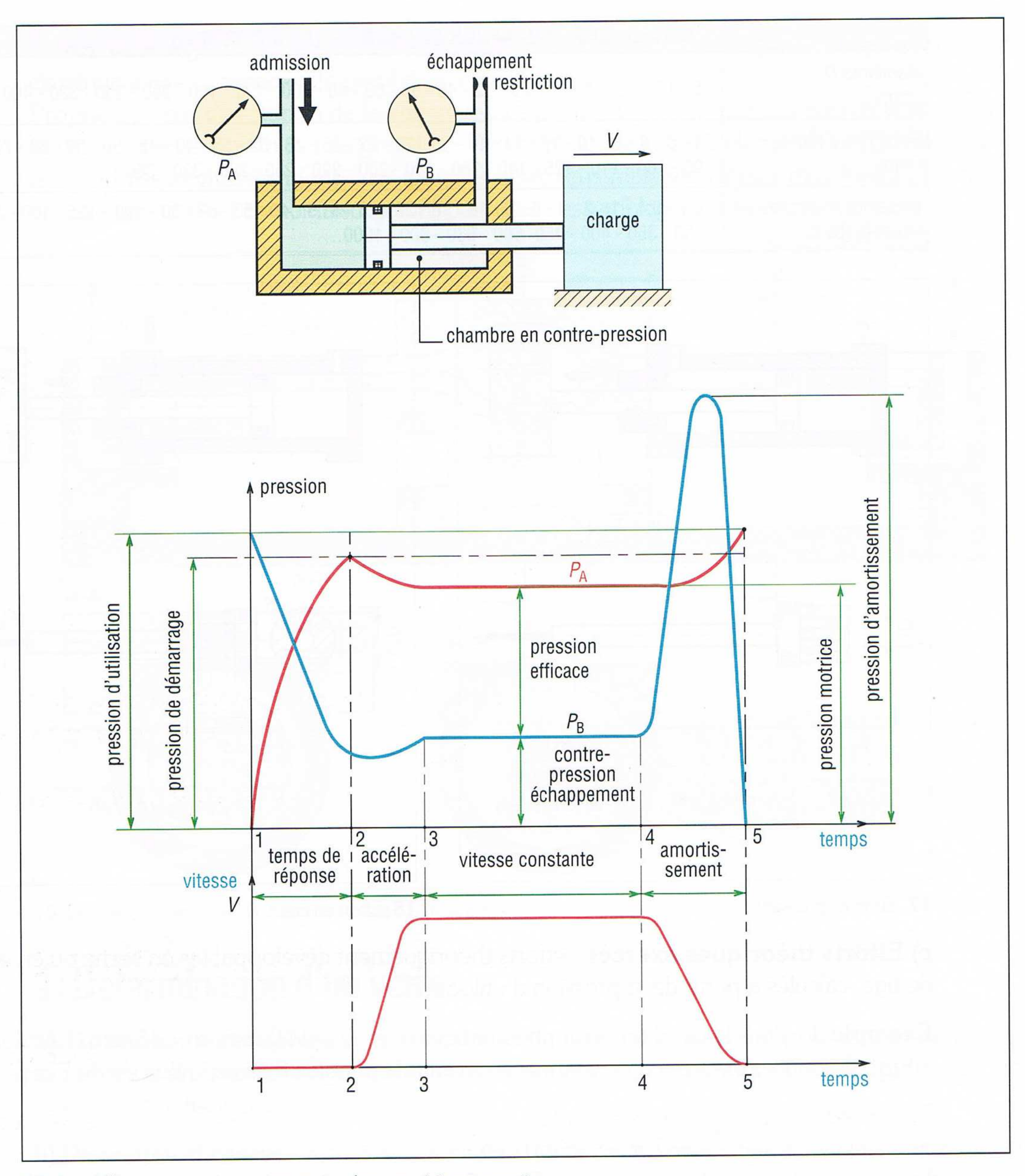
Remarque : avec un vérin hydraulique de mêmes dimensions sous une pression d'alimentation de 240 bars, $F = 18\,850$ daN et $F' = 16\,920$ daN (34 fois plus).

d) Rendement : les frottements internes au vérin (joints d'étanchéité et bagues de guidage) amènent une perte d'énergie et une baisse du rendement η (pertes de 10 ou 12 % pour les vérins pneumatiques de bonne construction).

Exemple 2 : reprenons les données de l'exemple 1. Si le rendement est de 88 % (perte de 12 %), l'effort réellement disponible en poussant est :

$$\eta.F_{\text{théorique}} = \eta.p.S = 0{,}88.550 = 484 \text{ daN}$$
$$= F_{\text{théorique}} - F_{\text{frottements}}$$

e) Contre-pression d'échappement : elle est employée pour régler et réguler (maintenir constante) la vitesse de la tige ; le réglage est obtenu par régleurs placés à l'échappement. Cette contre-pression, de 30 à 40 % la valeur de la pression de démarrage en pneumatique, amène un effort antagoniste supplémentaire.



19. Les différentes pressions mises en jeu dans un vérin pneumatique.

Bilan des efforts exercés

$F_{\text{théorique}} = F_{\text{charge}} + F_{\text{frottements}} + F_{\text{contre-pression}} = p.S$ (ou $p.S'$).

F_{charge} = effort nécessaire pour déplacer la charge seule.

Remarques : la pression de démarrage est la pression nécessaire à la mise en mouvement de la charge ; elle est environ 10 % inférieure à la pression d'utilisation.

La pression motrice, plus petite, est celle qu'il faut pour maintenir le mouvement à vitesse constante.

La pression d'amortissement freine la charge en fin de course.

La pression efficace est la pression réellement utile pour déplacer la charge (donne F_{charge}).

f) Taux de charge : c'est un paramètre qui tient compte à la fois des effets de la contre-pression et des frottements internes ; son emploi élimine les risques de broutements.

$$\textit{taux de charge} = \frac{F_{\text{charge}}}{F_{\text{théorique}}} = \frac{\text{effort à vaincre pour déplacer la charge}}{\text{poussée théorique } (p.S)}$$

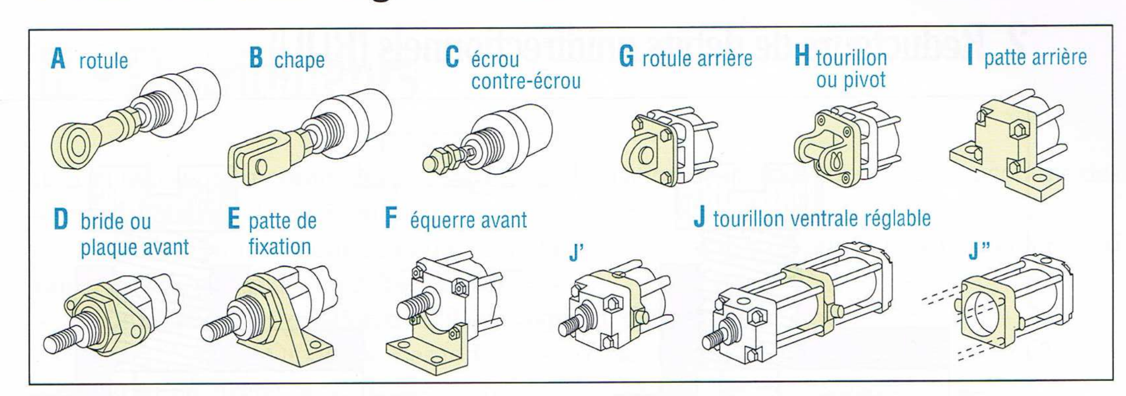
En pratique : $0{,}5 \leqslant$ taux de charge $\leqslant 0{,}75$; le taux de 0,5 est usuel.

Exemple 3 : reprenons les données de l'exemple 1 avec un taux de charge de 0,6. La charge que peut réellement déplacer le vérin, en poussant, à la vitesse envisagée et dans de bonnes conditions est :

$F_{charge} = 0{,}6.550 = 330 \text{ daN} = F_{théorique} - F_{frottements} - F_{contre\ pression}$.

Pertes dues aux frottements et à la contre pression : 550 – 330 = 220 daN

5. Fixations et montage des vérins



20. Fixations usuelles des vérins.

Les fabricants proposent une gamme importante de fixations pour implanter les vérins. Deux fixations suffisent en général : une à l'avant en bout de tige (cas A, B, C) ou sur le fond avant (D, E, F) plus une à l'arrière (G, H, I) ou au milieu (J, J', J).

Suivant les fixations choisies, la position du vérin et les charges exercées, certains calculs de vérification (flambage, flexion…) peuvent devenir nécessaires.

II – Réglage de la vitesse des vérins - régleurs

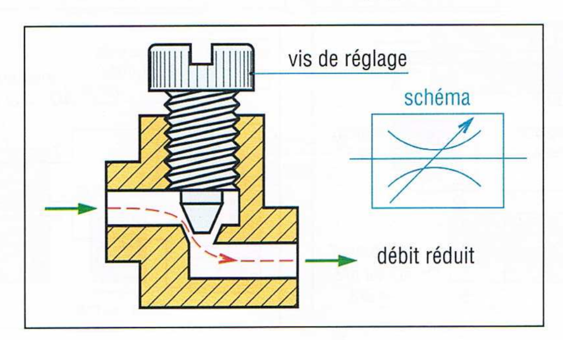
Deux types de régleurs sont utilisés : les réducteurs d'échappements et les réducteurs de débit unidirectionnels.

Dans les deux cas, la vitesse de translation de la tige est contrôlée par le réglage du débit de fluide entrant ou sortant des chambres du vérin.

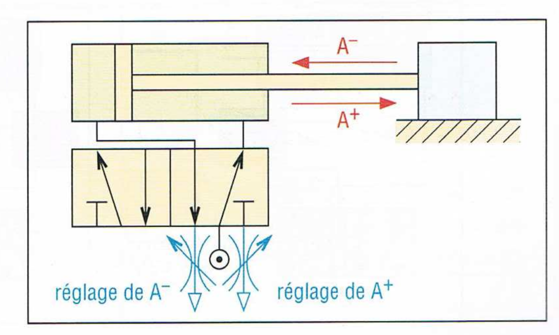
Ces composants permettent de contrôler la vitesse maximale de la tige et de la charge, de fournir une vitesse constante sur l'essentiel de la course, d'amortir dans certaines limites en fin de course, ou encore de ralentir la descente d'une lourde charge.

Remarque : seule l'hydraulique peut garantir un réglage précis de la vitesse. Le pneumatique ne réalise pas des régulations précises. L'oléopneumatique est une solution intermédiaire pratique.

1. Réducteurs d'échappement



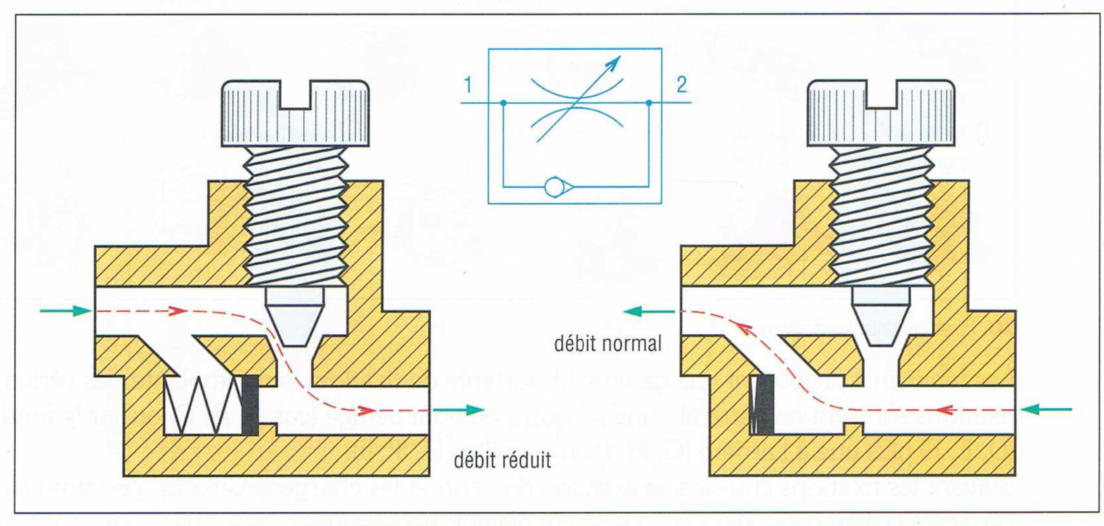
21. Principe réducteur de débit réglable.



22. Exemple d'implantation.

C'est une restriction réglable, généralement implantée sur les orifices d'échappement du distributeur.
Dans le cas d'un vérin pneumatique double effet, l'utilisation d'un distributeur 5/2 est nécessaire si l'on souhaite des réglages différents pour la sortie (A^+) ou l'entrée (A^-) de la tige.
Avantages : simple ; compact ; facile à implanter.
Inconvénients : en pneumatique, le réglage de la vitesse est imprécis si le distributeur est loin du vérin, l'association des distributeurs est impossible.

2. Réducteurs de débits unidirectionnels (RDU)

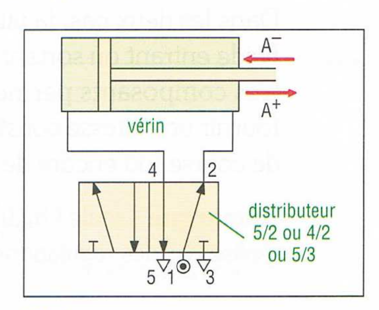


23. Principe du réducteur de débit unidirectionnel réglable.

Très utilisés, placés entre le distributeur et le vérin, ils contrôlent le débit, c'est-à-dire la réduction, dans un seul sens de circulation et reste neutre dans l'autre cas.
Ils peuvent être implantées sur le vérin, ce qui permet des vitesses plus précises en pneumatique ; sur le distributeur ou encore entre les deux selon l'accessibilité.
Avantages : liberté d'implantation ; rendent possible la collecte des échappements, l'utilisation d'un 4/2 à la place d'un 5/2 et l'association des distributeurs en platine.
Inconvénients : plus encombrant ; plus de raccordements et de branchements.

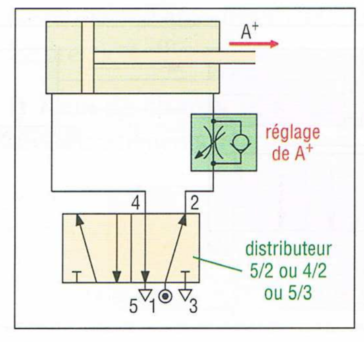
3. Différents types de régulation

a) Régulation à l'échappement : cette méthode est la plus utilisée. La régulation de la vitesse est obtenue par un régleur placé sur le circuit d'échappement. Cette solution engendre une contre-pression de régulation dans la chambre à l'échappement.

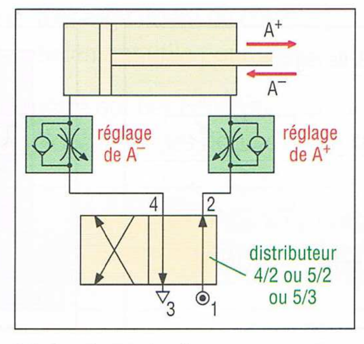


24. Sans régulation.

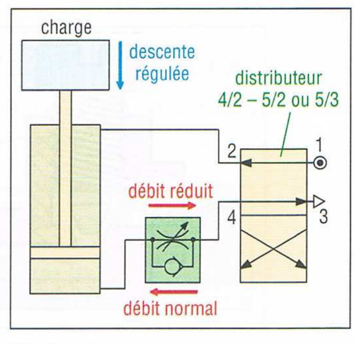
Exemple : contrôle de la descente d'une charge **(fig. 27)**.



25. Régulation de la sortie A^+.

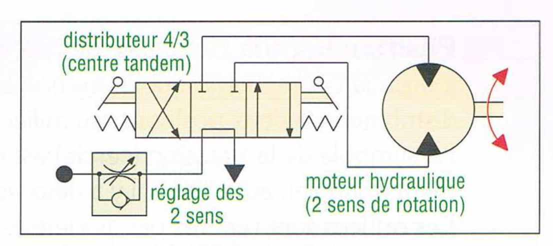


26. Régulation des deux.



27. Régulation de la descente.

b) Régulation à l'admission
La régulation est réalisée en contrôlant le débit de fluide entrant dans la chambre motrice.
Rarement utilisée avec les vérins double effet, elle peut être une solution dans le cas des vérins simple effet et des moteurs hydrauliques.



28. Régulation de la vitesse d'un moteur hydraulique.

III - Distributeurs

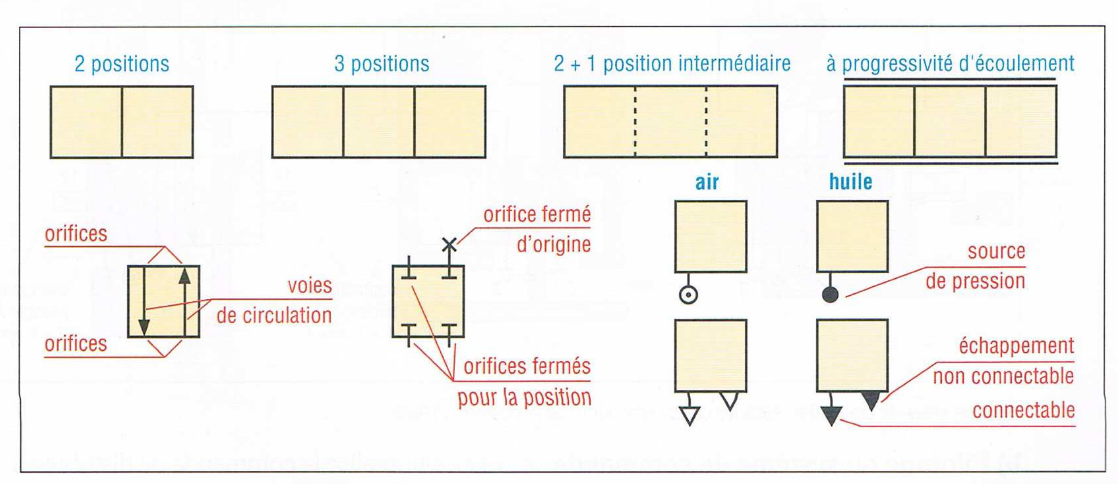
Ils sont utilisés pour commuter et contrôler la circulation des fluides sous pression, comme des sortes d'aiguillage. Ils permettent de :
– contrôler le mouvement de la tige d'un vérin ou la rotation d'un moteur hydraulique ou pneumatique (distributeurs de puissance) ;
– choisir le sens de circulation d'un fluide (aiguiller, dériver, etc.) ;
– exécuter, à partir d'un fluide, des fonctions logiques (fonctions ET, OU, mémoire, etc.) ;
– démarrer ou arrêter la circulation d'un fluide (robinet d'arrêt, bloqueur…) ;
– être des capteurs de position (course d'un vérin).

1. Symbolisation : norme NF ISO 1219-1 (E 04-056)

a) Principe
Nombre de cases ou de boîtes : il représente le nombre de positions de commutation possibles, une boîte par position. S'il existe une position intermédiaire la case est délimitée par des traits pointillés.
Flèches : à l'intérieur des boîtes, elles indiquent le sens de circulation ou les voies de passage du fluide entre les orifices.

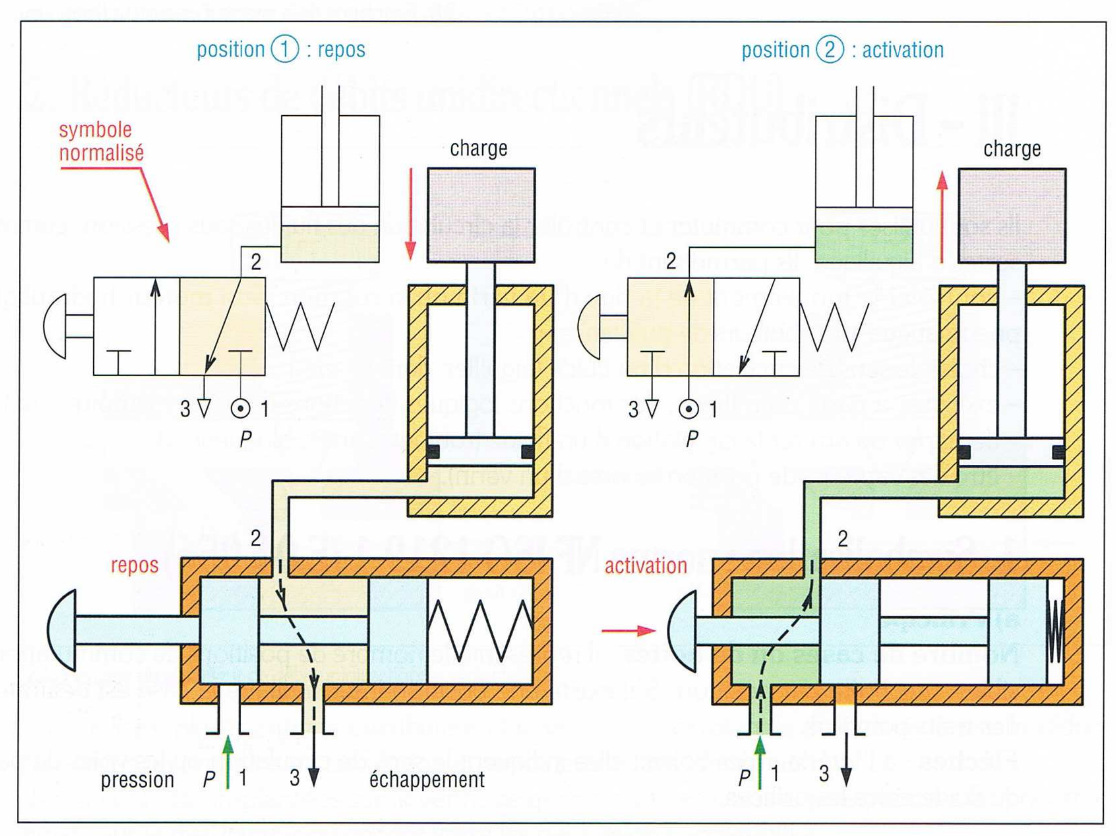
⊤ **et** ⊥ : symbolisent des orifices fermés pour la position décrite.

⊺̽ : indique un orifice obstrué ou fermé d'origine.
Source de pression : elle est indiquée par un cercle noirci en hydraulique, avec un point en pneumatique.
Échappement : il est symbolisé par un triangle noirci en hydraulique, clair en pneumatique.
Un triangle accolé à la boîte signifie que l'air est évacué dans l'ambiance.
Un triangle décalé, au bout d'un trait, précise une évacuation possible à partir d'une canalisation connectable.



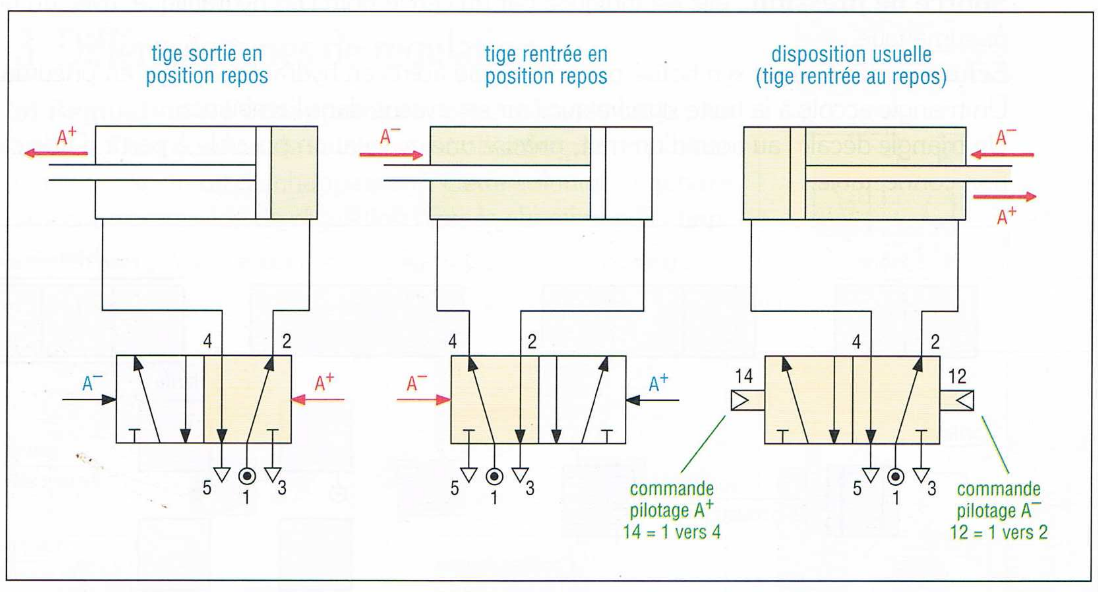
29. Principe de symbolisation des distributeurs.

Position initiale : les lignes de raccordement entre réseau et distributeur aboutissent toujours à la case symbolisant la position initiale ou repos ; cette case est placée à droite pour les distributeurs à deux positions, au milieu pour ceux à trois positions.
Le symbole de la pression (cercle) est mis à droite de la case repos s'il n'y a qu'un échappement (triangle), au milieu s'il y a deux échappements.
Les orifices sont repérés par des lettres en hydraulique et par des chiffres en pneumatique.



30. Exemple de représentation et symbolisation des positions repos et activation (distributeur 3/2).

Les voies de circulation à l'intérieur des cases dépendent de la position repos. Pour les schémas, choisir de préférence des tiges de vérins sortant de gauche à droite ou de bas en haut.



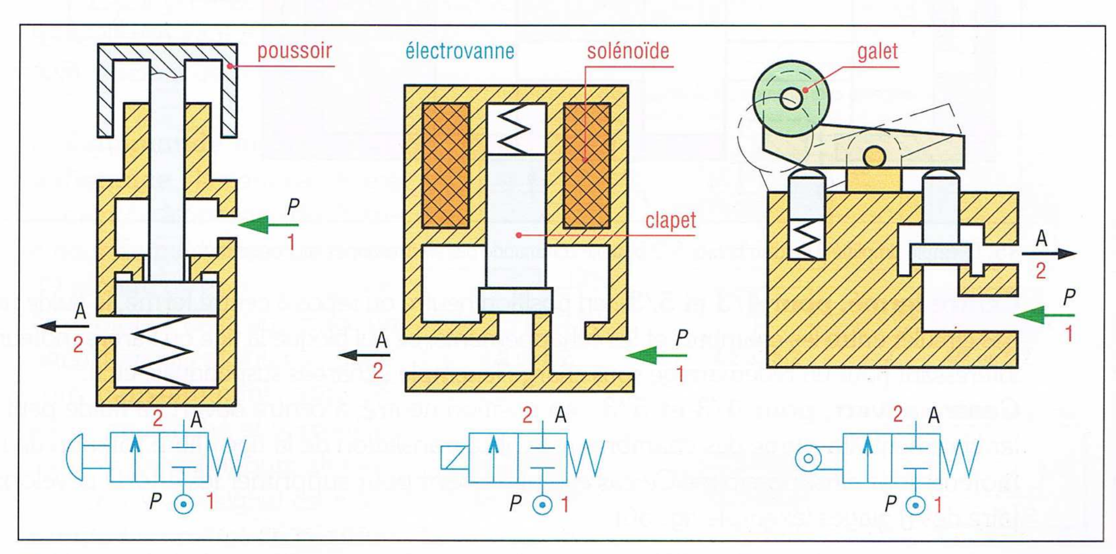
31. Les voies de circulation dans les cases dépendent de la position initiale.

b) Pilotage ou système de commande : ce dispositif réalise la commande du distributeur. Il doit être indiqué pour chaque position du distributeur et apparaître dans la symbolisation.

Principaux distributeurs et principaux dispositifs de pilotage

symboles en pneumatique	symboles en hydraulique	symboles de pilotages	
2/2 N.F. (2 ; 1)	2/2 N.F. (A ; P)	général bouton poussoir	manuel
2/2 N.O. (2 ; 1)	2/2 N.O. (A ; P)	levier pédale	manuel
3/2 N.F. (2 ; 3 1)	3/2 N.F. (A ; P T)	poussoir	mécanique
3/2 N.O. (2 ; 3 1)	3/2 N.O. (A ; P T)	ressort galet	mécanique
4/2 (4 2 ; 3 1)	4/3 centre fermé (A B ; P T)	1 enroulement 2 enroulements inversés	électro-aimant
5/2 (4 2 ; 5 1 3)	centre ouvert en H	hydraulique pneumatique	distributeur pilote
5/3 centre ouvert (4 2 ; 5 1 3)	centre tandem	par détente	
	centre partiellement ouvert	électro-aimant + distributeur pilote	
N.F. : normalement fermé N.O. : normalement ouvert	1 (air) ; P (huile)	électro-aimant ou distributeur pilote	

32. Normalisation des principaux distributeurs et des dispositifs de pilotages correspondants.



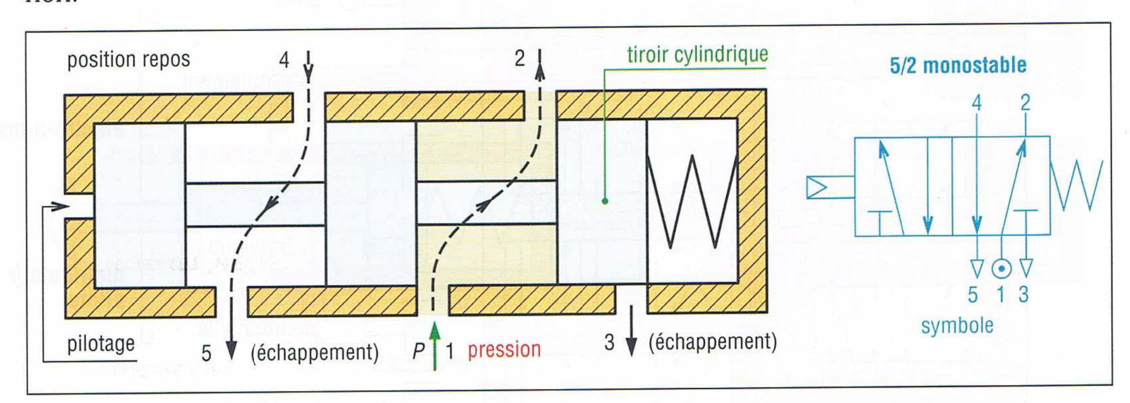
33. Exemples de distributeurs 2/2 NF (normalement fermé) avec pilotages différents (*P* et A pour l'hydraulique).

2. Désignation des distributeurs

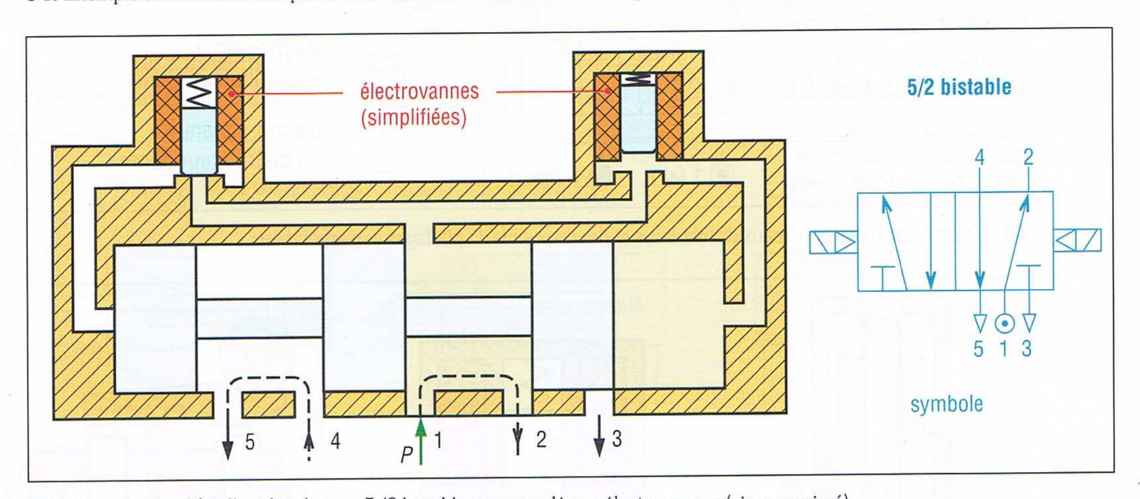
Elle tient compte des points suivants : nombre d'orifices et nombre de positions, les distributeurs sont désignés par leur nombre d'orifices suivi du nombre de positions.

Exemple : 5/2 signifie distributeur à 5 orifices et 2 positions.

Distributeur normalement fermé (NF) : lorsqu'il n'y a pas de circulation du fluide à travers le distributeur en position repos (ou initiale), le distributeur est dit normalement fermé.
Distributeur normalement ouvert (NO) : c'est l'inverse du cas précédent ; au repos, il y a circulation du fluide à travers le distributeur.
Distributeur monostable : distributeur ayant une seule position stable. Dans ce type de construction, un ressort de rappel ramène systématiquement le dispositif dans sa position initiale, ou repos, dès que le signal de commande ou d'activation est interrompu.
Distributeur bistable : admet deux positions stables ou d'équilibre. Pour passer d'une position à une autre, une impulsion de commande ou de pilotage suffit pour provoquer le changement. Le maintien en position est assuré par adhérence ou par aimantation.
Leur fonctionnement peut être comparé à celui d'une mémoire à deux états : 1 ou 0, oui ou non.



34. Exemple de réalisation simplifiée d'un distributeur 5/2 monostable (pression et pilotage : air comprimé).

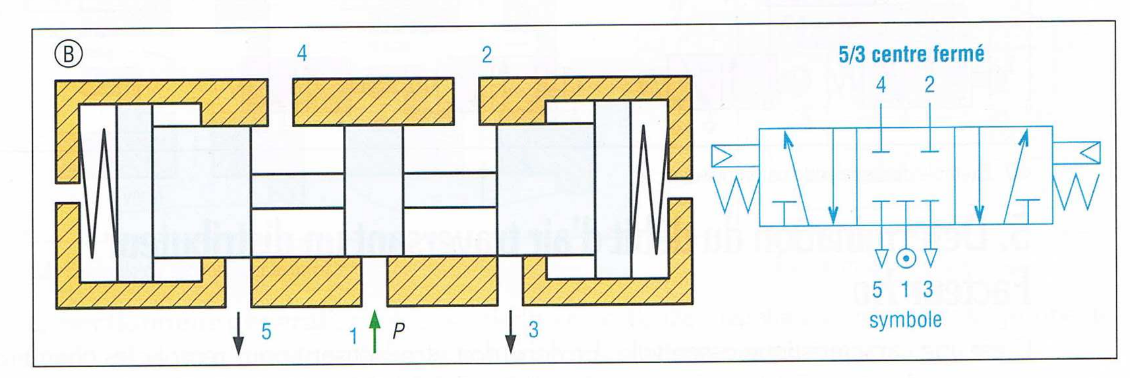


35. Exemple simplifié d'un distributeur 5/2 bistable commandé par électrovannes (air comprimé).

Centre fermé, pour 4/3 et 5/3 : en position neutre ou repos à centre fermé, le fluide ne peut pas circuler entre les chambres et les échappements, ce qui bloque la tige ou l'arbre moteur. Il est intéressant pour un redémarrage sous charge (exemple : charges suspendues, etc.).
Centre ouvert, pour 4/3 et 5/3 : en position neutre, à centre ouvert, le fluide peut circuler librement. La purge des chambres et la libre translation de la tige (libre rotation de l'arbre moteur) sont ainsi possibles. Ce cas est intéressant pour supprimer les efforts développés et faire des réglages (exemple fig. 36).

Remarque : pour les 4/3 et 5/3 il existe d'autres types de centre : tandem…

36. Dessin simplifié d'un distributeur 5/3 à centre ouvert (pression *P* et pilotage : air comprimé).



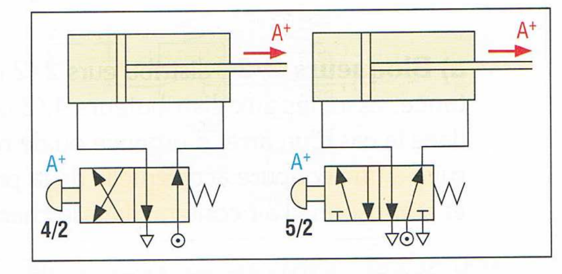
37. Dessin simplifié d'un distributeur 5/3 à centre fermé.

3. Choix d'un type de distributeur

Avec un vérin simple effet, on peut utiliser un 3/2 en pneumatique, un 4/3 avec un orifice fermé en hydraulique. Les 5/3 sont employés avec les moteurs pneumatiques…
Avec un vérin double effet pneumatique, on peut utiliser un 4/2, un 5/2 ou un 5/3. En hydraulique les 4/3 sont les plus utilisés. Il en existe de très nombreuses variantes.

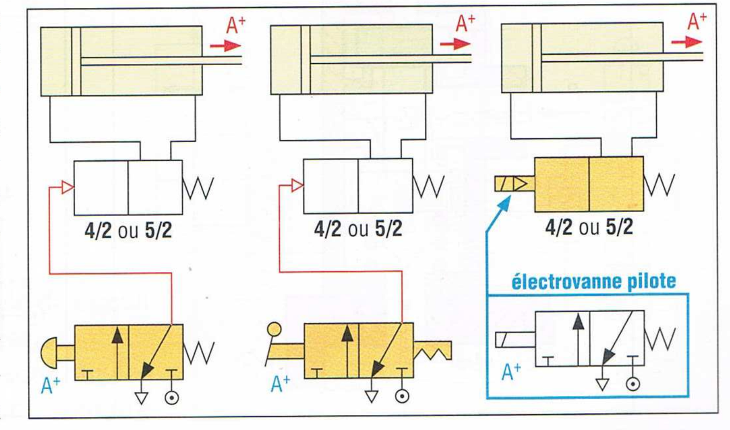
4. Choix de la commande ou du pilotage

a) Commande directe : la commande est implantée sur le distributeur de puissance. La figure 38 donne un exemple avec distributeurs monostables. L'activation manuelle du poussoir entraîne la sortie de la tige. Dès que le poussoir est relâché, le ressort remet aussitôt le distributeur en position initiale, entraînant le retour de la tige.



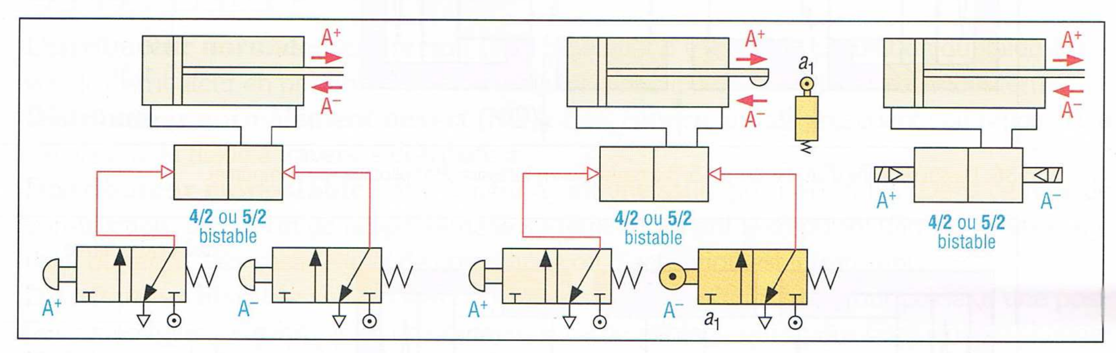
38. Exemple de commandes directes.

b) Commande indirecte ou à distance : la commande est implantée à distance du distributeur de puissance. La figure 39 montre un exemple. La sortie complète de la tige exige un signal toujours maintenu : poussoir constamment appuyé, levier enclenché et verrouillé, électrovanne toujours alimentée. Dès que le signal est interrompu on revient en position initiale.



39. Exemples de commandes à distance.

c) Commande directe ou indirecte par impulsion : lorsque les distributeurs sont bistables, il suffit d'une seule impulsion de pilotage pour changer le sens du mouvement. Chaque distributeur de puissance fonctionne comme une mémoire et reste en l'état tant qu'une nouvelle impulsion n'est pas envoyée. Exemples figure 40 : a_1 est un distributeur 3/2 utilisé en capteur de position.



40. Exemple de commande par impulsion.

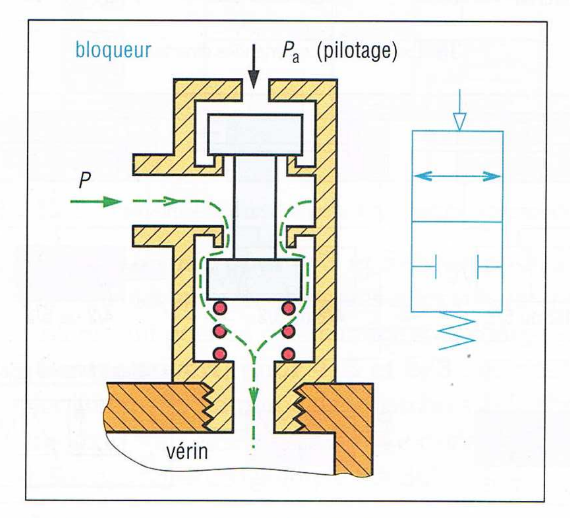
5. Détermination du débit d'air traversant un distributeur - Facteur *Kv*

C'est une caractéristique essentielle. Le débit doit être suffisant pour remplir les chambres du vérin, ou du moteur, à la cadence voulue. Il dépend des caractéristiques de celui-ci : diamètre *D*, course *C*, temps de course, pression d'alimentation et taux de charge.

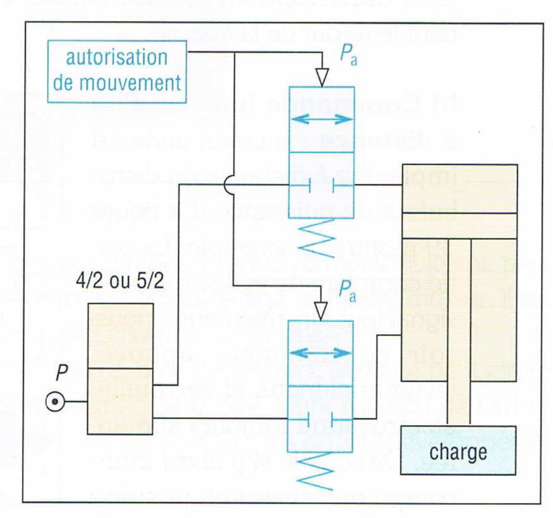
Facteur *Kv* : très utilisé, il permet de déterminer le distributeur à associer à un vérin et exprime le débit d'eau en litres (dm^3) par minute traversant le distributeur sous une perte de charge de 1 bar (différence de pression amont/aval de 1 bar). Le *Kv* peut être exprimé en m^3/s. Les fabricants proposent des abaques pour déterminer le *Kv*.

IV - Distributeurs spécialisés

a) Bloqueurs 2/2 : distributeurs 2/2 (sortes de robinets d'arrêt) monostables, pilotés à distance, associés aux distributeurs 4/2 ou 5/2, ils réalisent le blocage de la tige notamment dans le cas d'un arrêt d'urgence ou de réglage. Dès que la pression de pilotage (P_a) disparaît, suite à une coupure accidentelle de la pression d'alimentation, le piston du bloqueur remonte et emprisonne l'air contenu dans la chambre du vérin.

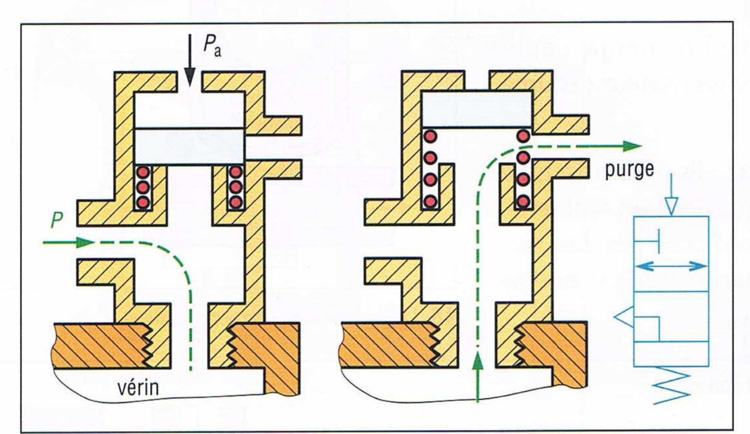


41. Principe d'un bloqueur 2/2 (pneumatique).

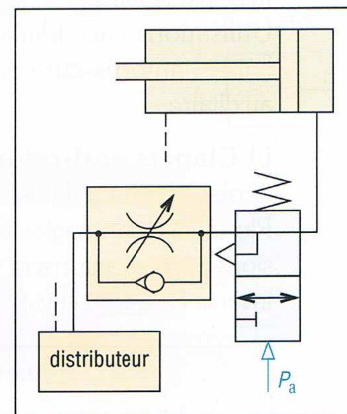


42. Exemple d'implantation de bloqueurs.

b) Sectionneurs avancés : ce sont des 3/2 monostables pilotés à distance. À la différence des bloqueurs, la coupure de la pression de pilotage (P_a) purge ou vidange le circuit d'air, supprimant ainsi les efforts développés. La tige du vérin est ainsi libre de se déplacer, ce qui est intéressant pour des réglages et certains arrêts d'urgence.
Règle : un sectionneur avancé doit être placé entre le vérin et le régleur de vitesse associé.



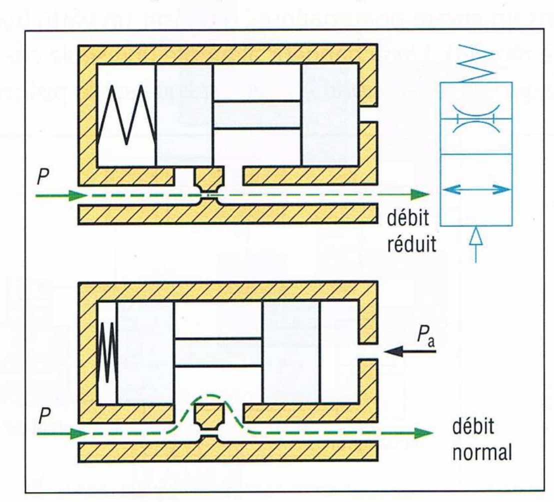
43. Exemple de sectionneur avancé.



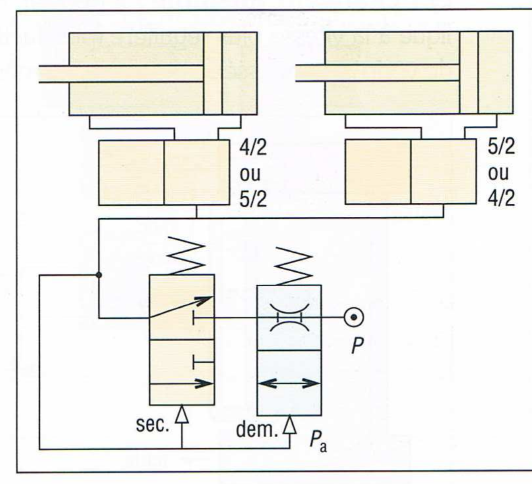
44. Exemple d'implantation.

c) Sectionneur général : c'est un sectionneur particulier installé en série avec un groupe de distributeurs pour purger ou vider en même temps plusieurs vérins.

d) Démarreur progressif : il est le complément optionnel d'un sectionneur général et permet la remise en route progressive et sans à-coup d'un circuit après purge. Le débit dans le circuit reste réduit tant que la pression n'a pas retrouvé un niveau suffisant.



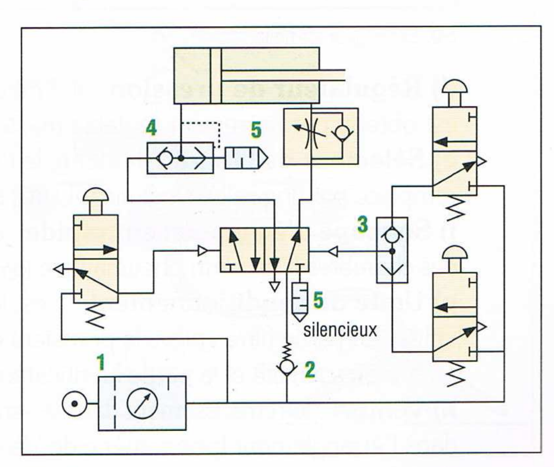
45. Exemple de démarreur progressif.



46. Implantation avec sectionneur général et démarreur.

V - Principaux accessoires

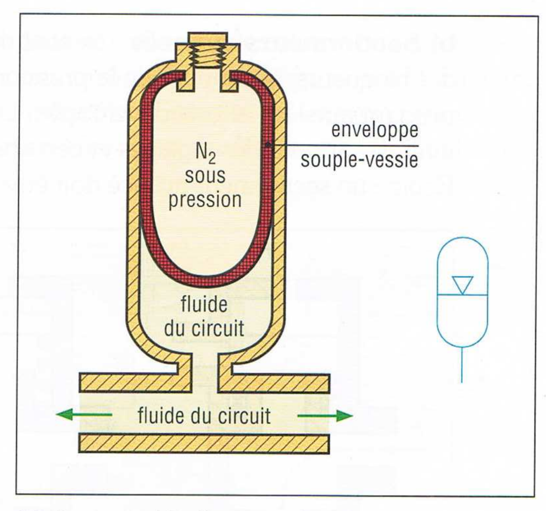
La figure 47 montre un exemple de circuit utilisant certains de ces accessoires.
Les silencieux (repères 5) placés sur les échappements, sont utilisés pour réduire le bruit.



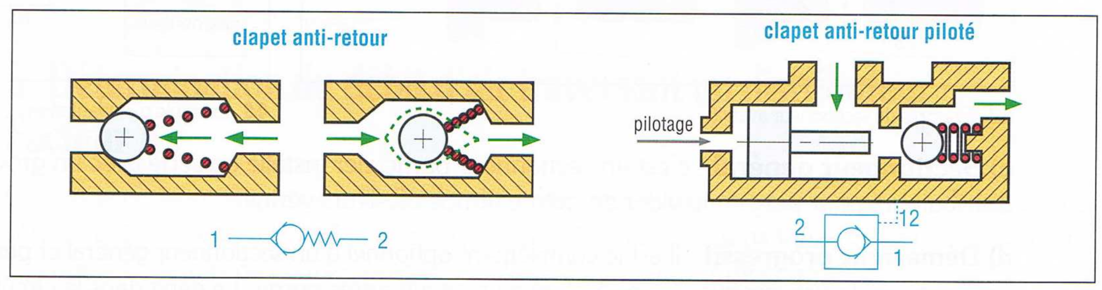
47. Exemple de circuits.

a) Accumulateur : réservoir de fluide sous pression disponible en permanence, il régularise la demande (réserve tampon). L'enveloppe souple, vessie gonflée avec de l'azote, emmagasine ou restitue à tout moment l'énergie transmise par le fluide.
Utilisations : accumulateur d'énergie ; anti-bélier ; amortisseur ; compensateur ; source auxiliaire…

b) Clapets anti-retour : ils n'autorisent le déplacement du fluide que dans un seul sens. Plusieurs technologies sont possibles. Les versions pilotées autorisent une circulation en sens inverse en cas d'activation.

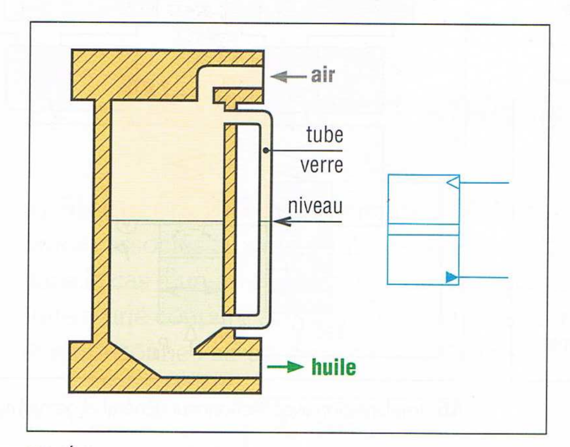


48. Dessin simplifié d'un accumulateur.

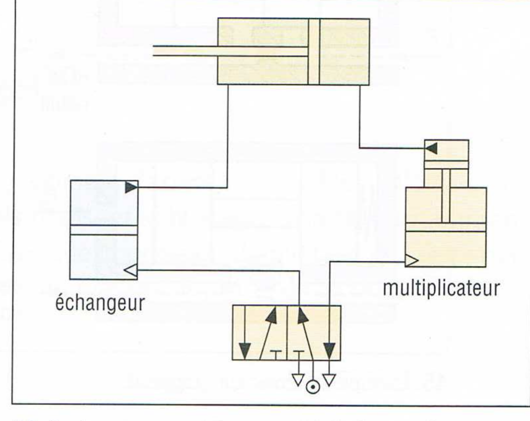


49. Clapet anti-retour et anti-retour piloté.

c) Échangeur air-huile : il permet, dans un circuit pneumatique, d'utiliser un vérin hydraulique à la vitesse plus régulière (plus facile à réguler). Un échangeur alimente une seule chambre de vérin et la poussée obtenue est la même que si l'air comprimé était appliqué sur le piston.

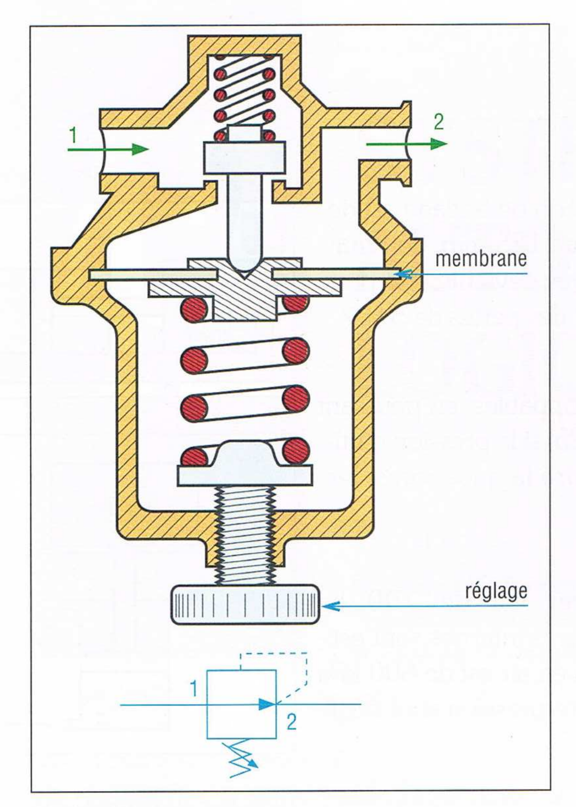


50. Échangeur air-huile.



51. Implantation avec échangeur et multiplicateur de pression.

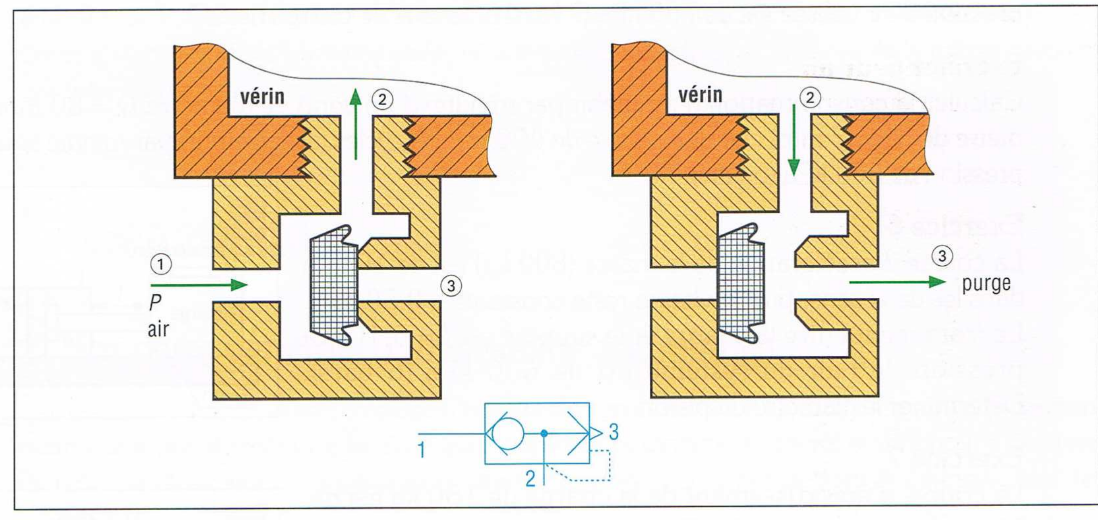
d) Régulateur de pression : il limite, régle et régule la pression dans un circuit. Le tarage est obtenu par un ressort réglable **(fig. 52)**.
e) Sélecteur de circuit : il oriente le fluide dans une direction ou une voie donnée. Il peut être remplacé par une cellule logique OU **(fig. 53)**.
f) Soupape d'échappement rapide : elle réalise une vidange ou une purge plus rapide de l'une des chambres d'un vérin pneumatique **(fig. 54)**.
g) Unité de conditionnement : c'est le démarrage de tout circuit pneumatique. Elle traite l'air utilisé. La partie filtre enlève la poussière et l'eau, la partie régulateur permet d'ajuster la pression à un niveau souhaité et la partie lubrificateur lubrifie l'air avant utilisation **(fig. 55)**.
h) Venturi : le rétrécissement dans le sens de circulation permet de créer une dépression ($p_2 < p_1$) dans l'étranglement (phénomène de Venturi). Cette dépression peut être utilisée pour aspirer un fluide (pompe à vide) **(fig. 56)**.



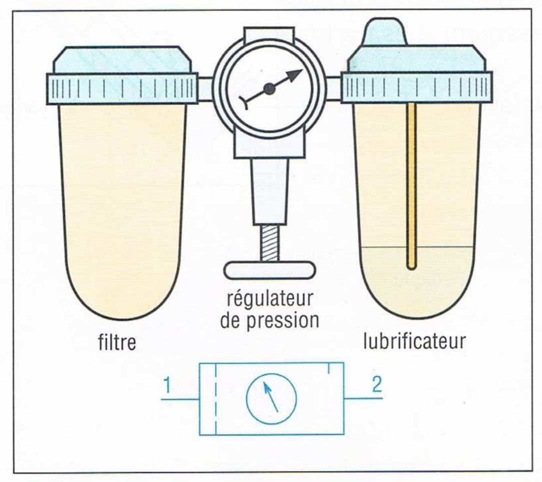
52. Régulateur de pression.

a
c
équivalence
a
b
⩾ 1
c
b
c
1
3
2

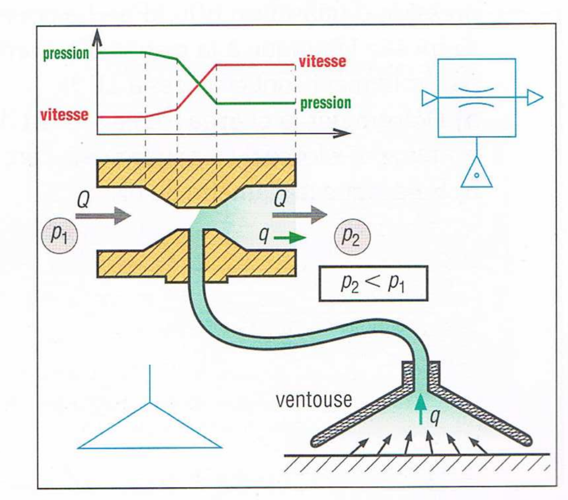
53. Sélecteur de circuit.



54. Soupape d'échappement rapide.



55. Unité de conditionnement.

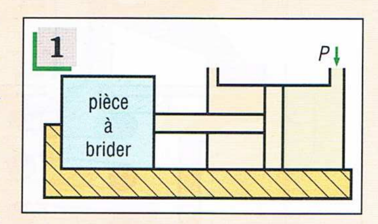


56. Venturi associé à une ventouse.

VI - Exercices

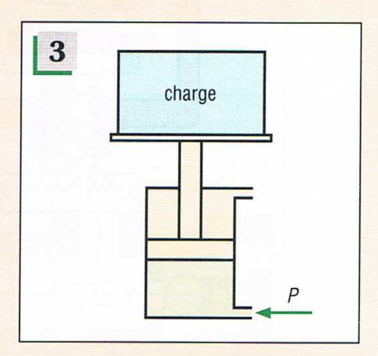
Exercice 1

L'effort de serrage que doit exercer le vérin de bridage est de 6 500 N. Si le diamètre d'alésage D est de 125 mm, déterminer la pression théorique nécessaire. Que devient cette pression s'il existe un frottement engendrant des pertes de 5 % ?



Exercice 2

Calculer les efforts théoriquement développables, en poussant et en tirant, d'un vérin (D = 100 et d = 25) si la pression d'utilisation est de 500 kPa (5 bars). Refaire la question si les pertes par frottements sont de 12 %.



Exercice 3

La masse de la charge à soulever est de 700 kg (g = 9,81 m/s^2). Les pertes par frottements internes sont estimées à 12 %, la pression d'alimentation en air est de 600 kPa (6 bars). Si les forces d'inertie et la contre-pression sont négligées, déterminer le diamètre du piston.

Exercice 4

Déterminer le diamètre d'un vérin capable de soulever une charge de 100 daN lorsque la pression d'air utilisée est de 700 kPa (7 bars) et le taux de charge de 0,7.

Exercice 5

Calculer la consommation d'air (débit par minute) d'un vérin de diamètre D = 80 mm (diamètre de tige 22 mm) et d'une course de 400 mm. 5 cycles (aller/retour) par minute sous une pression de 600 kPa (6 bars).

Exercice 6

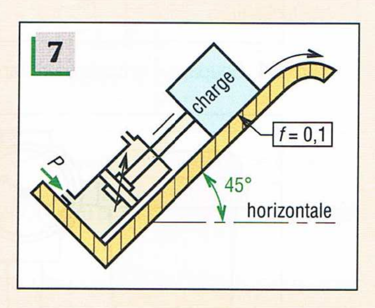
La course d'accélération de la masse (800 kg) est de 10 mm dans les deux sens, puis la vitesse reste constante à 0,50 m/s. Le frottement entre la charge et le support est f = 0,10. La pression de l'air du système est de 600 kPa (6 bars). Déterminer le diamètre du piston.

Exercice 7

La course d'amortissement de la charge de 150 kg est de 30 mm pour une pente de 45° (vitesse de translation 0,6 m/s, pression d'utilisation 600 kPa). La course d'accélération est supposée identique à la course d'amortissement. Les pertes par frottement sont évaluées à 12 %.

a) Déterminer la charge totale : effort de levage + forces de frottement + force dynamique due à l'accélération.

b) En déduire le diamètre du piston.





SYSTÈMES AUTOMATISÉS LOGIQUES

Objectifs

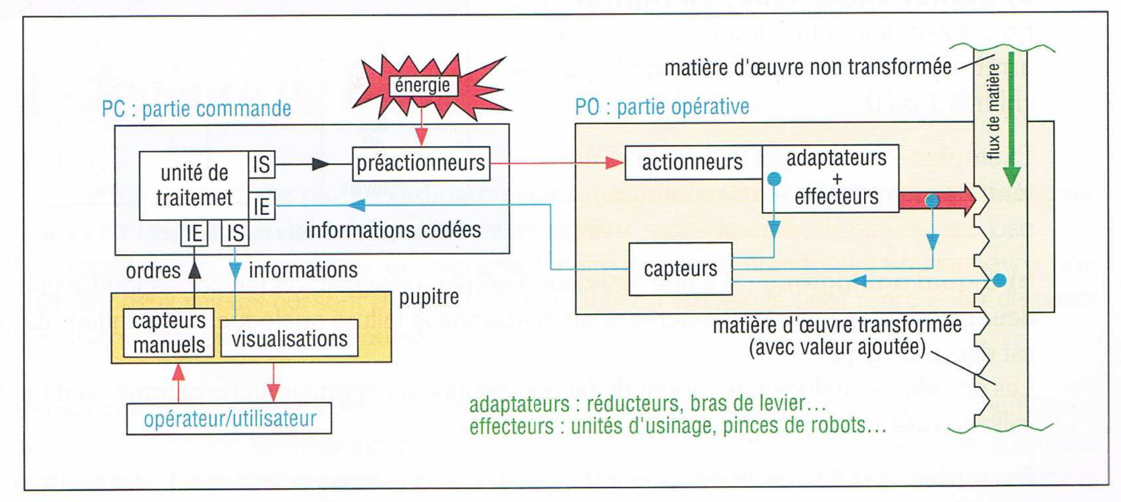
- Donner les fondements des systèmes automatisés logiques et décrire quelques méthodes universelles.
- Proposer des exercices d'application.

La plupart des notions développées dans ce chapitre (signal numérique, signal analogique, algèbre de Boole, table de vérité, équation et circuits logiques, opérateurs ou portes logiques, tableaux de Karnaugh, schémas à contacts, chronogrammes, mémoires, bascules, temporisations) sont des notions fondamentales et universelles, étudiées et utilisées de la même manière par tous les pays industrialisés.

I - Généralités

1. Structure générale d'un système automatisé

Un système automatisé se compose d'une partie commande (unité de traitement et préactionneurs), une partie opérative (actionneurs, capteurs et matière d'œuvre) et un pupitre (boutons de commandes divers, signalisations, alarmes, écrans, etc.) permettant le dialogue avec les opérateurs.



1. Structure générale d'un système automatisé.

a) Unité de traitement : c'est le cerveau de l'automatisme. Les interfaces (IE = interfaces d'entrée, IS = interfaces de sortie) sont employés pour l'échange des données avec les autres éléments ainsi que la protection de l'unité.

Exemples : ordinateur ; processeur ou microprocesseur ; automate programmable (API) ; séquenceurs.

b) Actionneurs : ce sont les muscles et les mains. Ils reçoivent leur énergie (électricité, air comprimé, etc.) par l'intermédiaire des préactionneurs.
Exemples : vérins ; moteurs ; robots ; vannes ; électro-aimants.

c) Préactionneurs : ils représentent les gares de triage de l'énergie. Celle-ci est canalisée vers les actionneurs sur ordre de l'unité de traitement.
Exemples : distributeurs ; contacteurs.

d) Capteurs : c'est le service de surveillance et de renseignement. Ils contrôlent, mesurent, surveillent et informent l'unité de traitement sur l'état et l'évolution de l'automatisme.

Exemples : interrupteurs de position ; détecteurs de proximité ; compteurs ; systèmes de pesage ; manomètres ; thermomètres ; dynamomètres.

2. Principales catégories de systèmes automatisés

a) Système automatisé combinatoire : à une combinaison des entrées correspond une seule combinaison des sorties (logique combinatoire). Ces systèmes n'utilisent aucun mécanisme de mémorisation ; ils n'ont pas de mémoire. Les outils utilisés pour les concevoir sont l'algèbre de Boole, les tables de vérité, les tableaux de Karnaugh.

b) Système logique séquentiel : le déroulement s'effectue étape par étape, séquence par séquence. Pour ces systèmes, à une situation des entrées peuvent correspondre plusieurs situations de sortie. La sélection d'une sortie ou d'une autre dépend de la situation antérieure du dispositif (étape précédente). Les mécanismes de mémorisation, ou mémoires, sont à la base de la logique séquentielle.
Le GRAFCET est en France l'un des principaux outils de conception de ces systèmes (voir chapitre 43 : GRAFCET).

c) Système asservi : dans ce système, on désire que la sortie suive avec précision les variations de l'entrée et ceci avec un temps de réponse réduit. Voir chapitre 44 page 531.
Exemples : direction assistée d'automobile ; distributeur proportionnel.

3. Signal numérique et signal analogique

a) Signal numérique, ou digital : il a pour base deux états logiques (marche ou arrêt, oui ou non, etc.) représentés par les chiffres 1 ou 0.

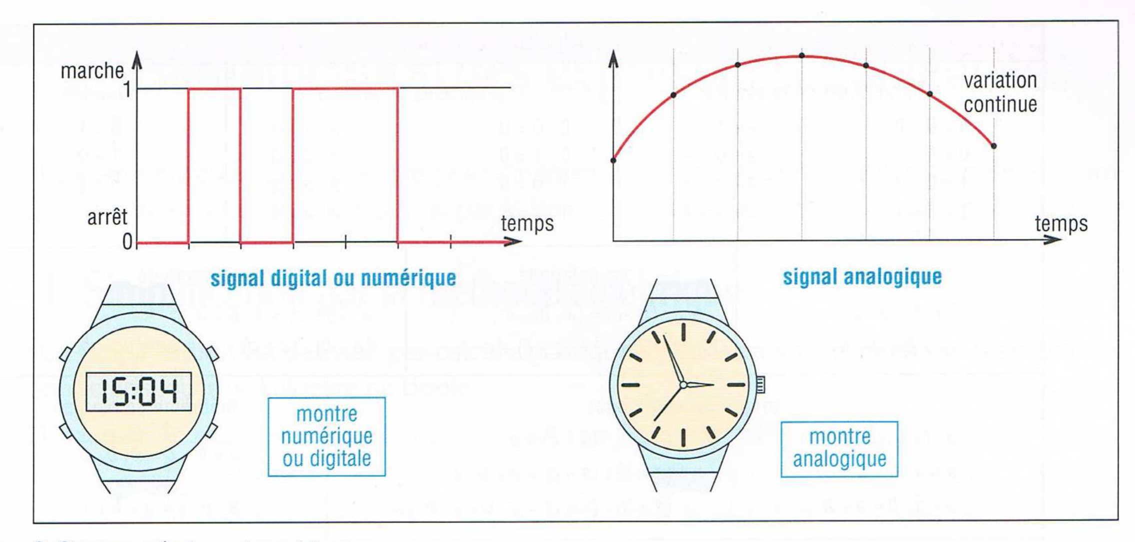
Exemples : montre digitale ; données des systèmes informatiques et téléphoniques ; compact disque ; cassette numérique...

Niveau logique 0	Niveau logique 1
faux, non, arrêt, ouvert, bas, off, rien, mauvais = 0	vrai, oui, marche, fermé, haut, on, tout, bon = 1

2. Exemple de niveaux logiques 0 et 1.

b) Signal analogique : si à une grandeur d'entrée, ou signal, on fait correspondre une grandeur de sortie qui lui est directement proportionnelle (allure analogue), la grandeur de sortie est dite analogique.
Les grandeurs analogiques varient de façon continue à l'intérieur d'une gamme ou d'un intervalle de valeurs.

Exemples : position (angle de rotation) de l'aiguille d'un compteur de vitesse d'automobile proportionnelle à la vitesse du véhicule ; montre analogique à aiguilles ; microphone ; thermostat à bilame.

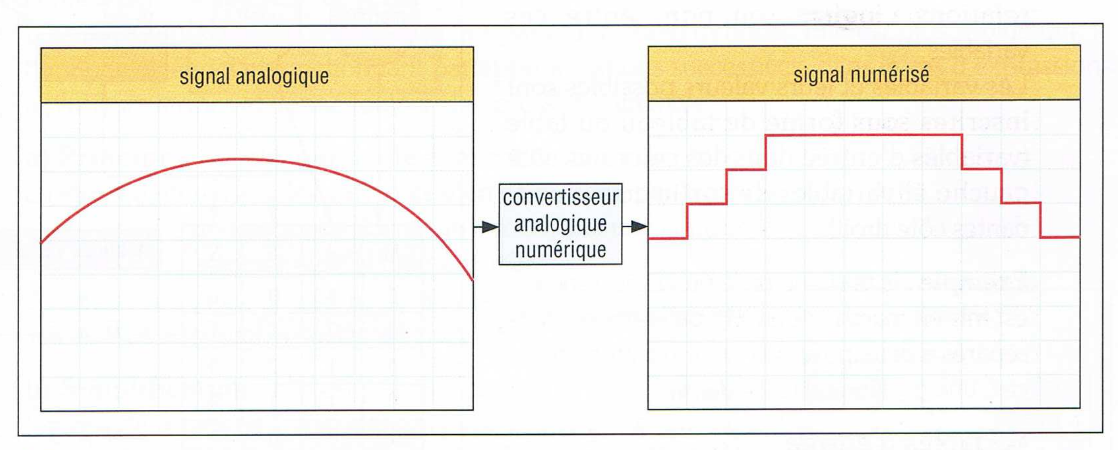


3. Signaux analogiques et numériques.

Remarques :

– Les signaux numériques sont plus faciles à exploiter par les systèmes informatiques usuels, qui sont eux-mêmes basés sur des données ou des codes numériques. De plus, et contrairement aux informations analogiques, ils permettent de transférer des données sans distorsion ou brouillage.

– Afin de rendre un signal analogique exploitable (par un système informatique...) on utilise un convertisseur analogique numérique qui échantillonne le signal suivant des intervalles réguliers et le convertit en un signal numérisé. L'opération inverse est également possible au moyen d'un convertisseur numérique analogique.



4. Principe du convertisseur analogique numérique.

II – Algèbre de Boole

C'est la logique utilisée par les ordinateurs, les automates, les systèmes automatisés pour manipuler les données, les informations et les signaux reçus ou émis.
La logique de Boole repose sur une variable binaire (ou signal numérique) pouvant avoir uniquement deux valeurs qui sont 0 ou 1. Cette variable est employée pour représenter des états très divers : vrai ou faux, haut ou bas, etc.

Remarque : lorsque les systèmes automatisés deviennent complexes (grand nombre d'entrées et de sorties, utilisation de temporisations, mémoires, compteurs, etc.) l'algèbre de Boole n'est plus envisageable. Les automatismes sont alors définis, décrits et expliqués plus facilement à partir des diagrammes logiques (GRAFCET, etc.).

Algèbre de Boole

propriétés de la somme		propriétés du produit		négation
$0 + 0 = 0$	$a + 1 = 1$	$0 . 0 = 0$	$a . 1 = a$	$\overline{0} = 1$
$0 + 1 = 1$	$a + 0 = a$	$0 . 1 = 0$	$a . 0 = 0$	$\overline{1} = 0$
$1 + 0 = 1$	$a + a = a$	$1 . 0 = 0$	$a . a = a$	$\overline{\overline{a}} = a$
$1 + 1 = 1$	$a + \overline{a} = 1$	$1 . 1 = 1$	$a . \overline{a} = 0$	

commutativité	associativité	distributivité
$a . b = b . a$	$a . (b . c) = (a . b) . c$	$a . (b + c) = a . b + a . c$
$a + b = b + a$	$a + (b + c) = (a + b) + c$	$(a + b) . (c + d) = ac + ad + bc + bd$

propriétés combinées		théorème de Morgan
$a . (a + b) = a$	$(a + b) . (a + \overline{b}) = a$	$\overline{a + b + c} = \overline{a} . \overline{b} . \overline{c}$
$a + a . b = a$	$(a + b) . (a + c) = a + b . c$	$\overline{a . b . c} = \overline{a} + \overline{b} + \overline{c}$
$a + \overline{a} . b = a + b$	$(a + b) . (\overline{a} + c) = a . c + \overline{a} . b$	

5. Algèbre de Boole : concepts.

III – Table de vérité et équation logique

Une fois définies les variables d'un processus (entrées venant de capteurs, sorties vers des actionneurs, etc.), la table de vérité est un outil permettant de décrire les rapports ou relations existant, ou non, entre ces variables.

Les variables et leurs valeurs possibles sont inscrites sous forme de tableau ou table (variables d'entrée dans des colonnes côté gauche et variables de sortie correspondantes côté droit).

Exemple : la machine ou le processus repéré S est mis en marche ou arrêté par deux boutons séparés à deux positions : une position enfoncée, une position relâchée **(fig. 6)**.

Variables d'entrée :

– M pour le bouton marche ($M = 1$ bouton enfoncé, $M = 0$ bouton relâché).

– A pour le bouton arrêt ($A = 1$ bouton enfoncé, $A = 0$ bouton relâché).

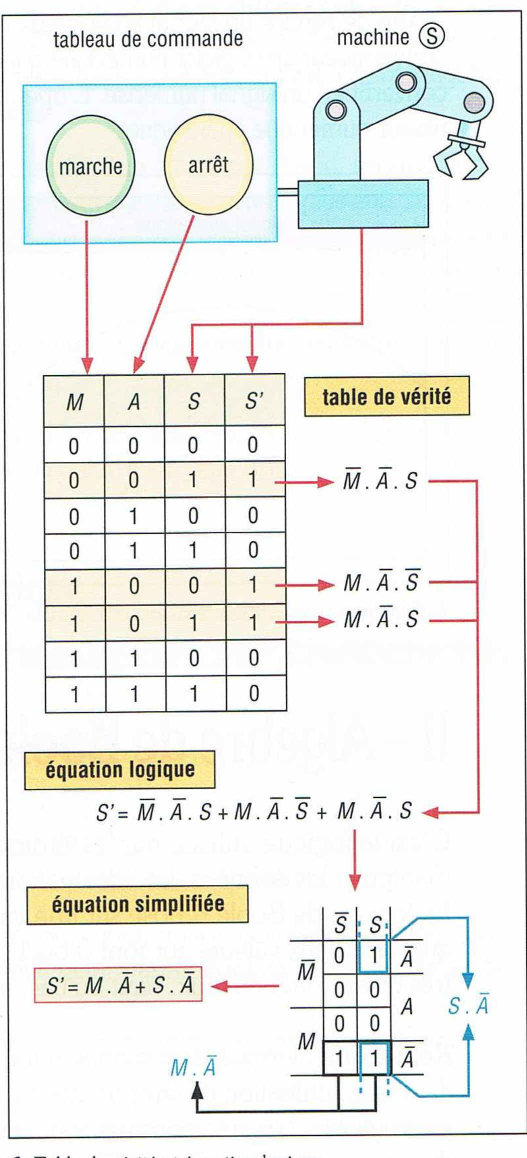
– S pour l'état initial de la machine ($S = 1$ machine en marche, $S = 0$ machine à l'arrêt).

Variable de sortie :

S' pour l'état final de la machine ($S' = 1$ machine en marche, $S' = 0$ machine à l'arrêt).

S' devient S à chaque nouvelle commande.

Seul le bouton d'arrêt A peut stopper la machine, le relâchement de M ne le peut pas (explique la deuxième ligne de la table). De même, l'arrêt est prioritaire sur la mise en marche (explique les deux dernières lignes de la table).



M	A	S	S'
0	0	0	0
0	0	1	1
0	1	0	0
0	1	1	0
1	0	0	1
1	0	1	1
1	1	0	0
1	1	1	0

6. Table de vérité et équation logique.

IV - Simplification des expressions booléennes

Une simplification est nécessaire pour diminuer le nombre et la nature des opérateurs (paragraphe V) des équations logiques et par là les équipements indispensables aux applications.

1. Simplification par la méthode algébrique

La simplification est obtenue par calcul algébrique en utilisant les propriétés et les équations caractéristiques de l'algèbre de Boole.

Exemple 1 : cas de l'équation logique de l'exemple de la page 510.

$$S = \overline{M}.\overline{A}.S + M.\overline{A}.\overline{S} + M.\overline{A}.S = \overline{M}.\overline{A}.S + M.\overline{A}.(\overline{S} + S)$$
$$= \overline{M}.\overline{A}.S + M.\overline{A} = \overline{A}.(\overline{M}.S + M) = \overline{A}.(M + S) = \overline{A}.M + \overline{A}.S$$

Exemple 2 :

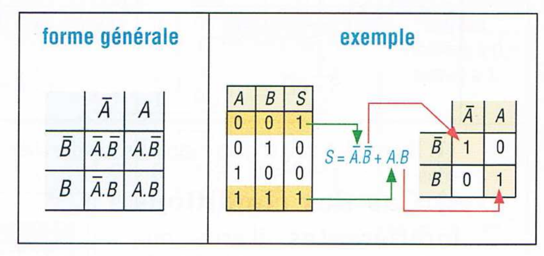
$$S = \overline{A}.B.\overline{C} + \overline{A}.B.C + A.B.\overline{C} + A.B.C = \overline{A}.B.(\overline{C} + C) + A.B.(\overline{C} + C)$$
$$= \overline{A}.B + A.B = B.(\overline{A} + A) = B$$

2. Simplification à partir des tableaux de Karnaugh (ou diagrammes K)

Ces tableaux sont intéressants pour simplifier les équations logiques ayant au plus quatre variables dont la forme est constituée d'un ensemble de produits ; c'est le cas d'une équation écrite à partir d'une table de vérité.
L'application est méthodique et se fait par étapes bien définies. Elle est plus rapide que la méthode algébrique, fonctionnant par approximations successives, dans le cas d'expressions à plusieurs termes et donne toujours l'expression minimale.

a) Principe : les tables de vérité donnent la valeur de sortie de chaque combinaison des variables d'entrées, ligne par ligne. À chaque case d'un tableau de Karnaugh correspond une ligne de la table de vérité associée avec le même nombre de lignes et de cases. Si la sortie de la ligne est à 1 la case de Karnaugh associée est aussi à 1.

b) Simplification : elle est possible chaque fois que deux cases à 1 sont adjacentes ou ont un côté commun, ce qui élimine une entrée commune aux 2 cases.

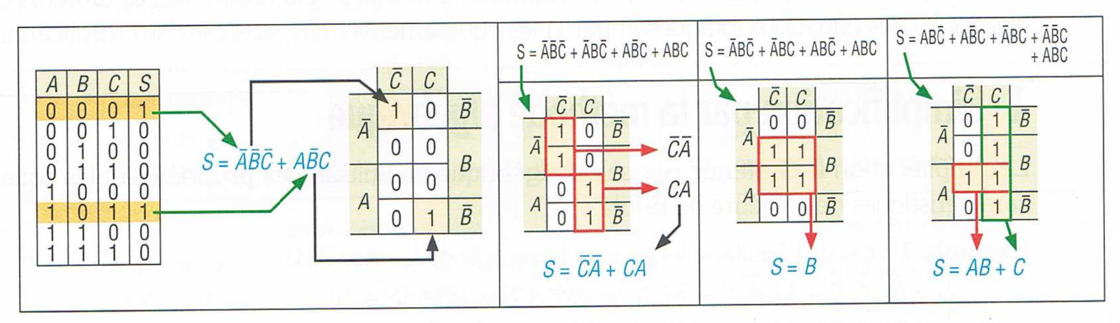


7. Karnaugh à deux variables.

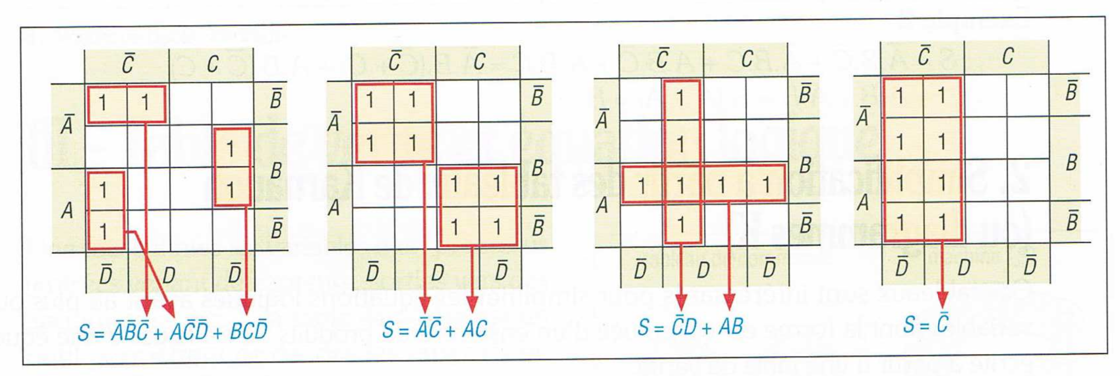
Tableaux de Karnaugh : simplification					
équation à simplifier	$S = \overline{A}\overline{B} + A\overline{B}$	$S = A\overline{B} + AB$	$S = \overline{A}\overline{B} + A\overline{B} + AB$	$S = \overline{A}\overline{B} + AB$	$S = \overline{A}\overline{B} + \overline{A}B + A\overline{B} + AB$
Karnaugh correspondant	Ā A B̄ 1 1 B 0 0 élimine A	Ā A B̄ 0 1 B 0 1 élimine B	Ā A B̄ 1 1 B 0 1 B̄ A	Ā A B̄ 1 0 B 0 1 non simplifiable	Ā A B̄ 1 1 B 1 1 1
équation simplifiée	$S = \overline{B}$	$S = A$	$S = \overline{B} + A$	$S = \overline{A}\overline{B} + AB$	$S = 1$

8. Principe de simplification à partir des tableaux de Karnaugh dans le cas de deux variables.

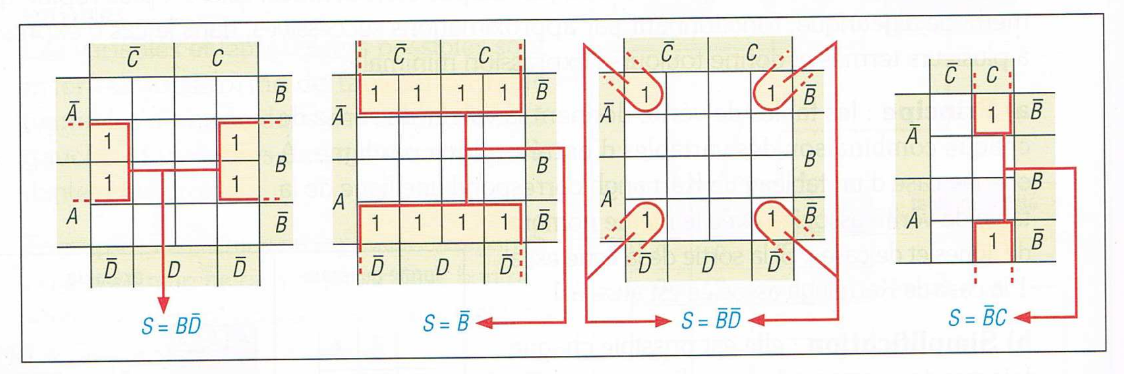
On simplifie également lorsque les cases à 1 peuvent être groupées en carré ou en ligne de 4 ; on élimine 2 entrées communes. La remarque est la même pour les groupements de 8 cases ; on élimine 3 entrées communes. Les groupements de cases peuvent aussi être réalisés sur les côtés des tableaux qui peuvent être assimilés à des cylindres.



9. Karnaugh à trois variables.

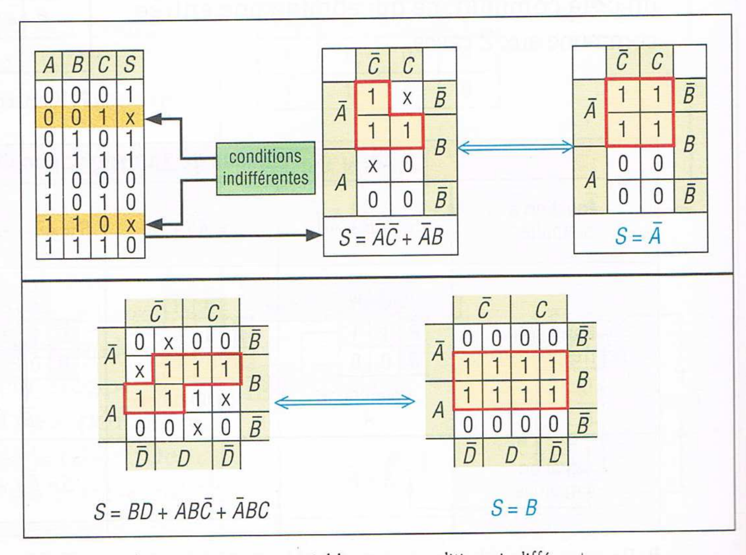


10. Karnaugh à quatre variables.



11. Karnaugh à trois et quatre variables, cas des côtés de tableaux.

c) Cas des conditions indifférentes : il arrive que certaines combinaisons des entrées ne correspondent à aucun cas de fonctionnement du dispositif ; par exemple, un cas ne pouvant jamais se produire. La lettre *X* peut être utilisée dans les tables de vérité et dans les diagrammes de Karnaugh pour décrire ces cas. Dans la mesure où ces cas sont indifférents ou sans effet, ils peuvent être mis à 0 ou à 1 (X = 0 ou 1) selon les besoins de la simplification.



12. Karnaugh à trois et quatre variables avec conditions indifférentes.

V – Opérateurs, fonctions ou portes logiques de base

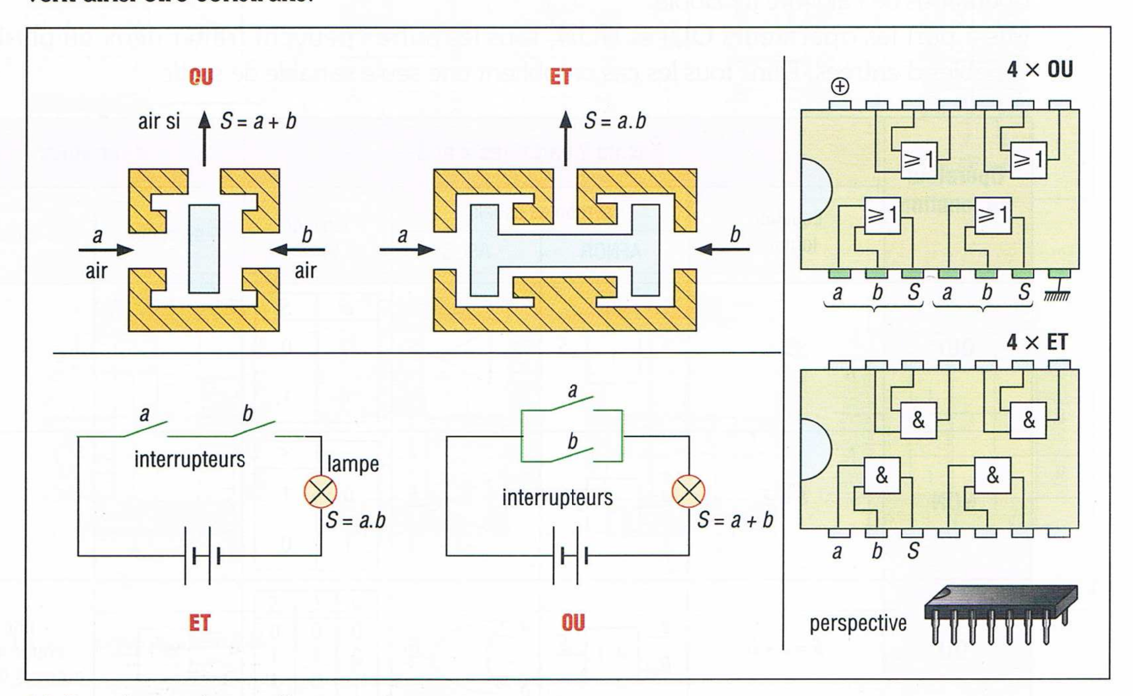
Ils permettent de manipuler les variables booléennes précédentes et de réaliser les diverses opérations de l'algèbre de Boole.

Mis à part les opérateurs OUI et NON, tous les autres peuvent traiter deux ou plusieurs variables d'entrées. Dans tous les cas on obtient une seule variable de sortie.

Opérateur ou fonction	Cas de 2 variables *a* et *b*				*n* variables	
	équation logique	symboles usuels AFNOR	symboles usuels ASGS	table de verité	symbole	$s = 1$ *si*
OUI	$S = a$	a [1] S	a ▷ S	a S 0 0 1 1		
NON	$S = \bar{a}$	a [1]o S	a ▷o S	a S 0 1 1 0		
OU	$S = a + b$	a, b [≥1] S	a, b → S	a b S 0 0 0 0 1 1 1 0 1 1 1 1	[≥1]	une entrée à 1, autres à 0 ou 1
ET	$S = a.b$	a, b [&] S	a, b → S	a b S 0 0 0 0 1 0 1 0 0 1 1 1	[&]	toutes les entrées à 1
inhibition	$S = \bar{a}.b$	a, b [&] S	a, b → S	a b S 0 0 0 0 1 1 1 0 0 1 1 0	[&]	entrées inhibées à 0, autres à 1
NAND (NON ET)	$S = \overline{a.b} = \bar{a} + \bar{b}$	a, b [&]o S	a, b → S	a b S 0 0 1 0 1 1 1 0 1 1 1 0	[&]o	1 entrée à 1, 1 entrée à 0, autres à 0 ou 1
NI NOR (NON OU)	$S = \overline{a + b} = \bar{a}.\bar{b}$	a, b [≥1]o S	a, b → S	a b S 0 0 1 0 1 0 1 0 0 1 1 0	[≥1]o	toutes les entrées à 0
OU EXCLUSIF (XOR)	$S = a \oplus b$	a, b [=1] S	a, b → S	a b S 0 0 0 0 1 1 1 0 1 1 1 0	[=1]	1 seule entrée à 1, autres à 0
identité logique (XNOR)	$S = \overline{a \oplus b}$	a, b [=] S	a, b → S	a b S 0 0 1 0 1 0 1 0 0 1 1 1	[=]	toutes les entrées au même état, 0 ou 1

13. Opérateurs logiques de base.

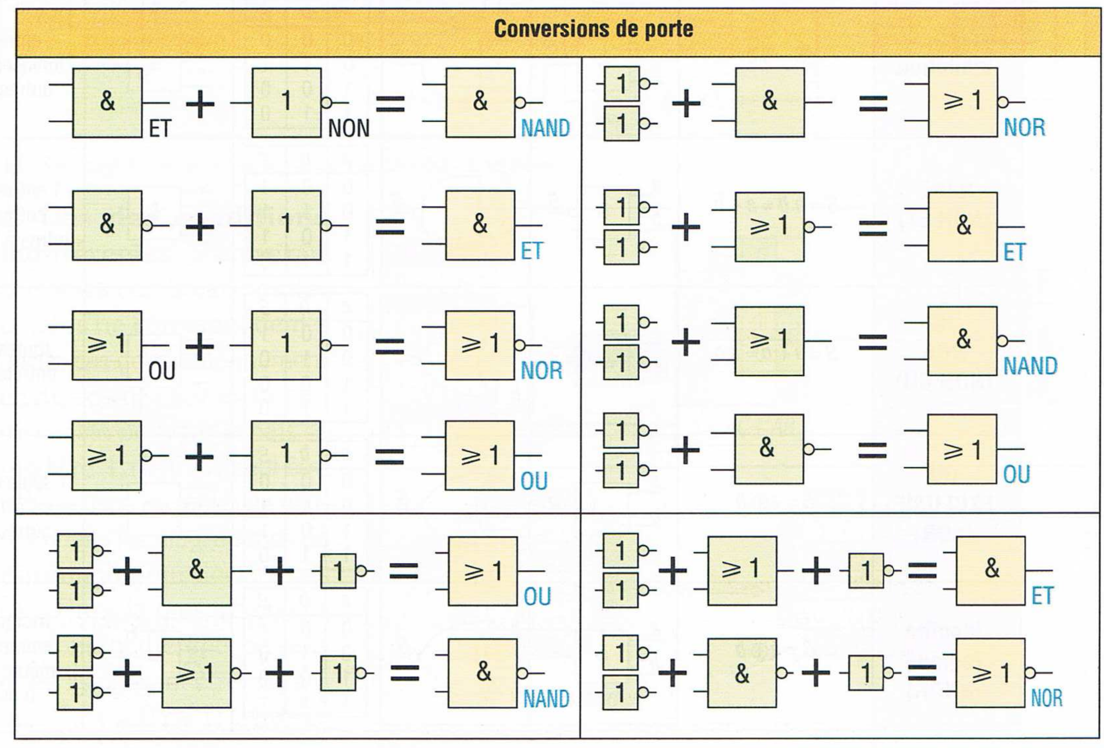
Sur le plan pratique, les opérateurs logiques existent dans des technologies très diverses (portes électroniques, pneumatiques, etc.)
Ils sont utilisés pour réaliser réaliser concrètement les équations logiques sous forme de circuits.
En électronique numérique ces opérateurs existent sous forme de circuits intégrés (TTL, CMOS...) dont les prix sont très économiques. Le plus souvent un même circuit comporte plusieurs portes dans le même package ; des circuits complexes dans un espace réduit peuvent ainsi être construits.



14. Exemples de réalisations d'opérateurs logiques.

Remarque :

N'importe quelle opération logique ou opérateur peut être réalisée à partir de la combinaison des portes ET, OU et NON.



15. Réalisation d'opérateurs à partir des portes ET, OU et NON.

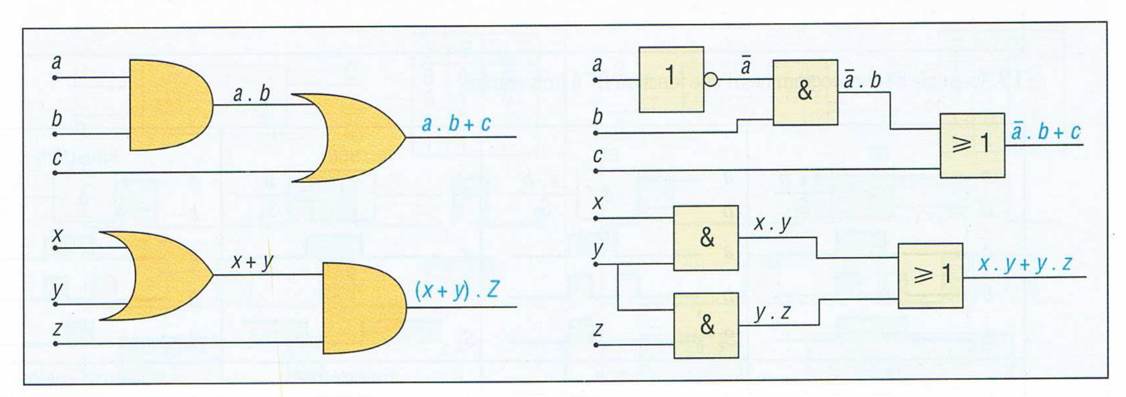
Alternativement n'importe quelle combinaison peut être obtenue uniquement à partir des portes NAND et NOR.

Portes	Avec portes NAND	Avec portes NOR
NAND &	&	≥1 ≥1 ≥1 ≥1
NOR ≥ 1	& & & &	≥1
NON 1	&	≥ 1
ET &	& &	≥1 ≥1 ≥1
OU ≥ 1	& & &	≥1 ≥1

16. Exemples de combinaisons à partir des portes NAND et NOR.

VI – Combinaisons d'opérations logiques, réseaux et diagrammes logiques

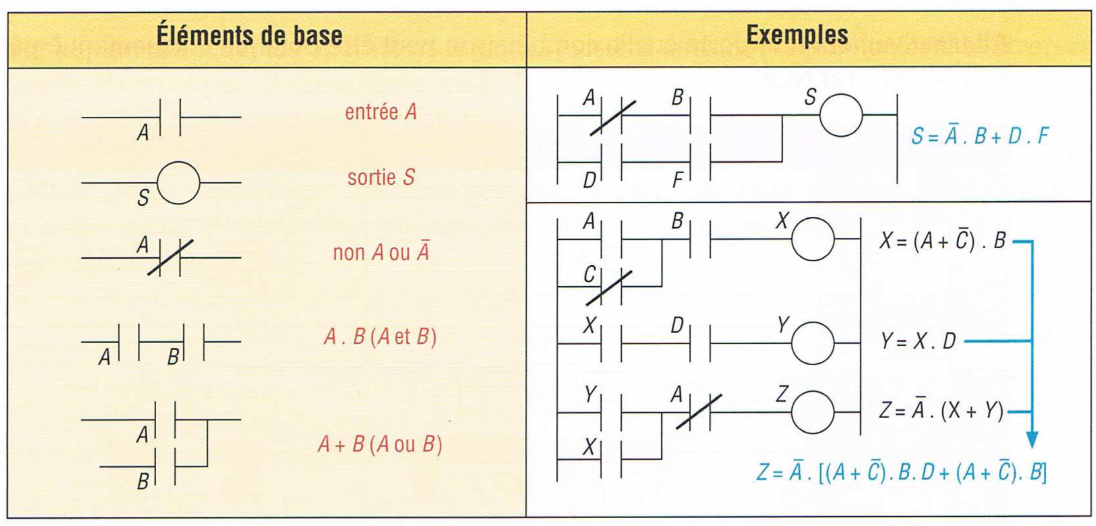
Les combinaisons d'opérations logiques s'obtiennent en connectant la sortie d'une porte logique, ou opérateur, à l'entrée d'une autre porte logique, elle même connectée à une troisième porte...
Ces combinaisons constituent des réseaux et préparent les câblages ou la programmation de la partie commande des automatismes.



17. Exemple de circuits, réseaux et diagrammes logiques.

Diagrammes logiques par schémas à contacts

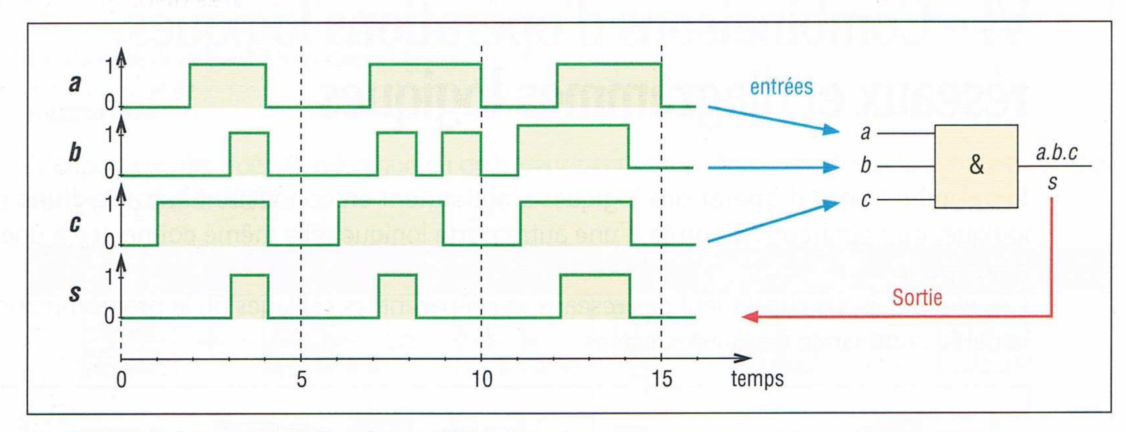
Souvent utilisé comme langage de programmation dans les automates programmables, c'est le diagramme logique le plus simple et le plus accessible au plus grand nombre. Il tire avantage de son analogie avec les circuits électriques. Les entrées ou contacts d'entrée (*A*, *B*, *C*, *D*...) peuvent être répétés autant de fois que nécessaire. Ils sont toujours placés à gauche et les contacts de sortie ou sorties (*S*, *X*, *Y*, *Z*...) à droite.



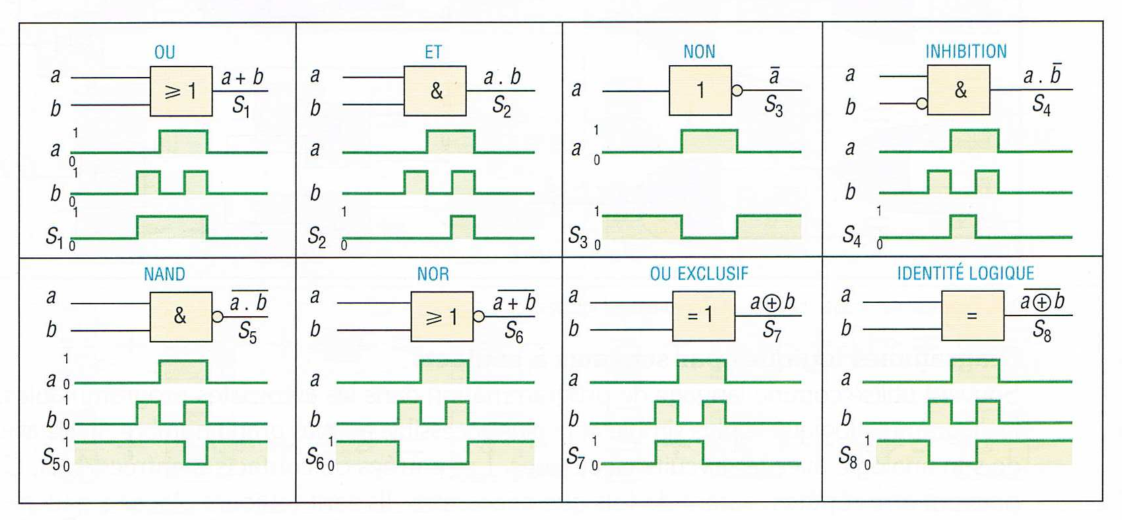
18. Schémas à contacts, principe et exemples.

VII - Chronogrammes

Ils représentent graphiquement l'évolution des variables (entrée et sortie) au cours du temps. Le temps est représenté par l'axe horizontal (abscisse) et l'état logique (0 ou 1) par l'axe vertical (ordonnée). Les graphes des diverses variables sont en général placés les uns au-dessous des autres avec la même échelle de temps (synchronisation).



19. Exemple de chronogrammes d'une fonction ET à trois entrées.

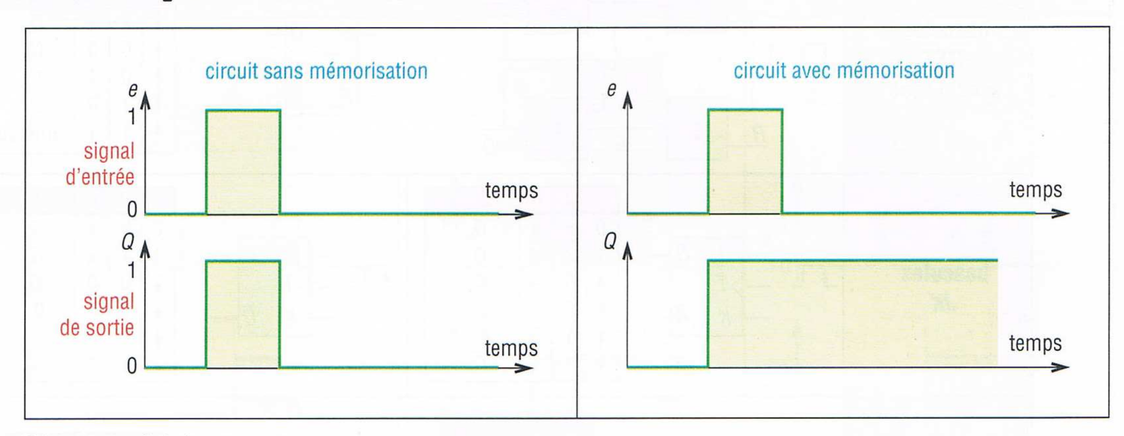


20. Chronogrammes des opérateurs logiques.

VIII – Fonction mémoire

Les mémoires sont à la base des systèmes automatisés séquentiels (mémoires d'étapes, etc.) et de l'électronique numérique. Elles sont utilisées dans les séquenceurs, automates, systèmes à microprocesseurs, calculateurs…

1. Principe

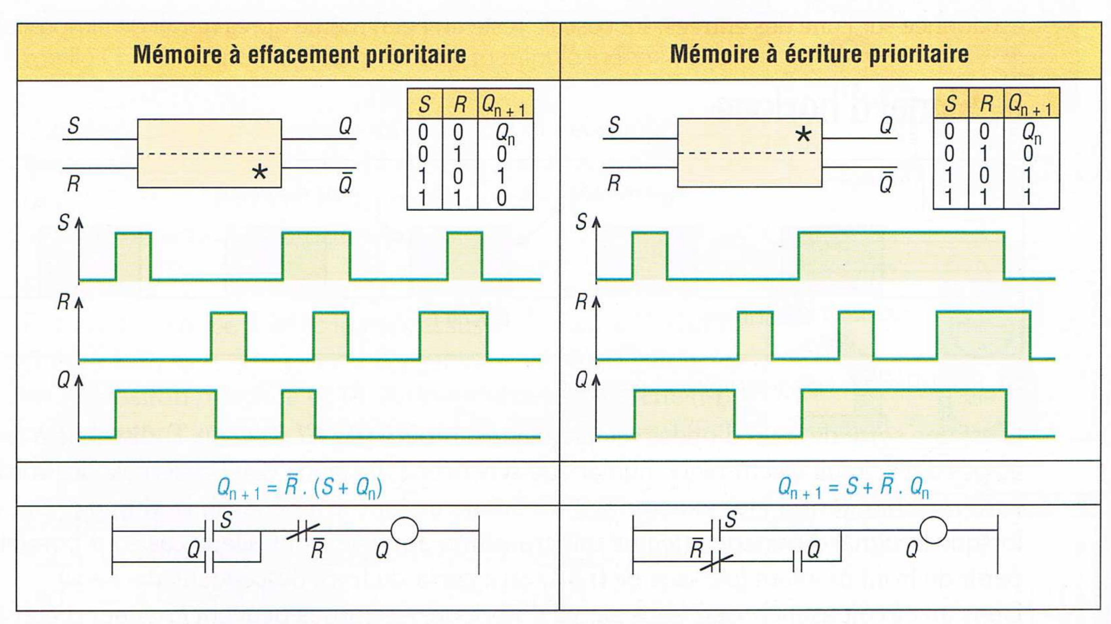


21. Principe de la fonction mémoire.

Si on applique un signal d'entrée (*e*) à un circuit sans mémoire, en réponse il se produit un signal de sortie (*Q*) qui disparaît aussitôt que l'entrée (*e*) est relâché. Au contraire un circuit avec mémoire conserve ou mémorise le signal de sortie, même après disparition du signal d'entrée.

a) Mémoires à effacement prioritaire : la mémoire est mise à 0 ($Q = 0$) si les entrées S et R sont toutes deux à 1.

b) Mémoires à écriture prioritaire : la mémoire est mise à 1 ($Q = 1$) si les entrées S et R sont toutes deux à 1. Dans les deux cas S (set) permet la mise à 1 et R (reset) la mise à 0, Q_{n+1} est l'état de la mémoire au moment $n + 1$ et Q_n l'état précédent de la mémoire (à l'instant n juste avant $n + 1$).



Mémoire à effacement prioritaire :

S	R	Q_{n+1}
0	0	Q_n
0	1	0
1	0	1
1	1	0

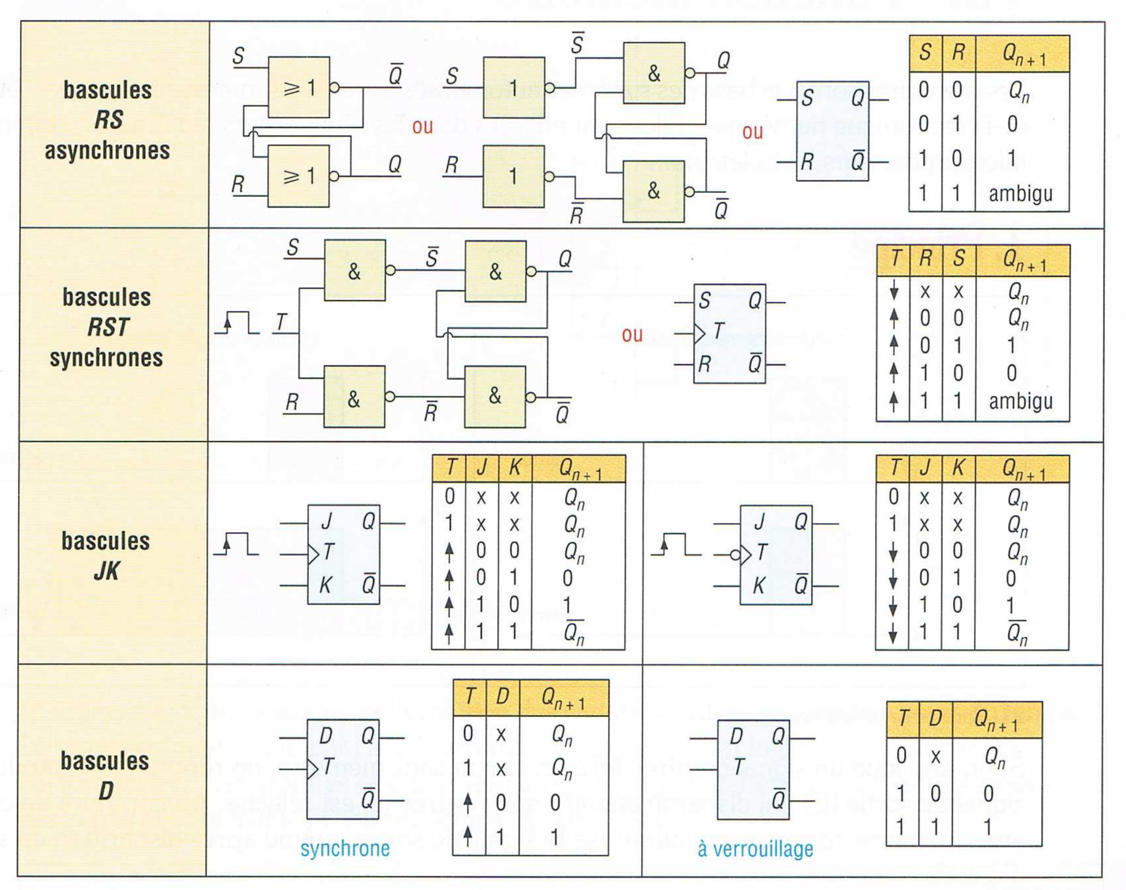
Mémoire à écriture prioritaire :

S	R	Q_{n+1}
0	0	Q_n
0	1	0
1	0	1
1	1	1

22. Principe de fonctionnement des mémoires à effacement et écriture prioritaire.

Remarque : un distributeur pneumatique bistable constitue une mémoire dans un circuit pneumatique.

2. Bascules



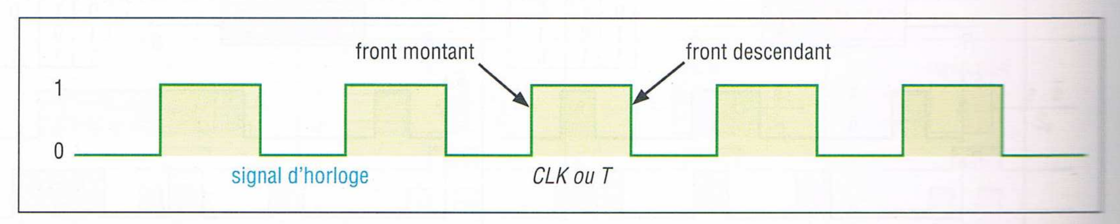
23. Bascules usuelles.

En électronique numérique, c'est le circuit de mémorisation le plus répandu. Ces circuits logiques ont deux sorties (Q et Q barre), l'une étant toujours l'inverse de l'autre. Il existe de nombreuses réalisations avec variantes : *RS*, *RST*, *D*, *JK*...

L'association de plusieurs bascules permet de réaliser des compteurs, des registres (pour stocker des données)...

Le passage d'un état à l'autre (basculement de 0 à 1 ou de 1 à 0) se produit dès qu'une impulsion est donnée sur l'une des entrées. La bascule reste en l'état même après retrait de l'impulsion.

3. Signal d'horloge



24. Signal d'horloge, front montant et front descendant.

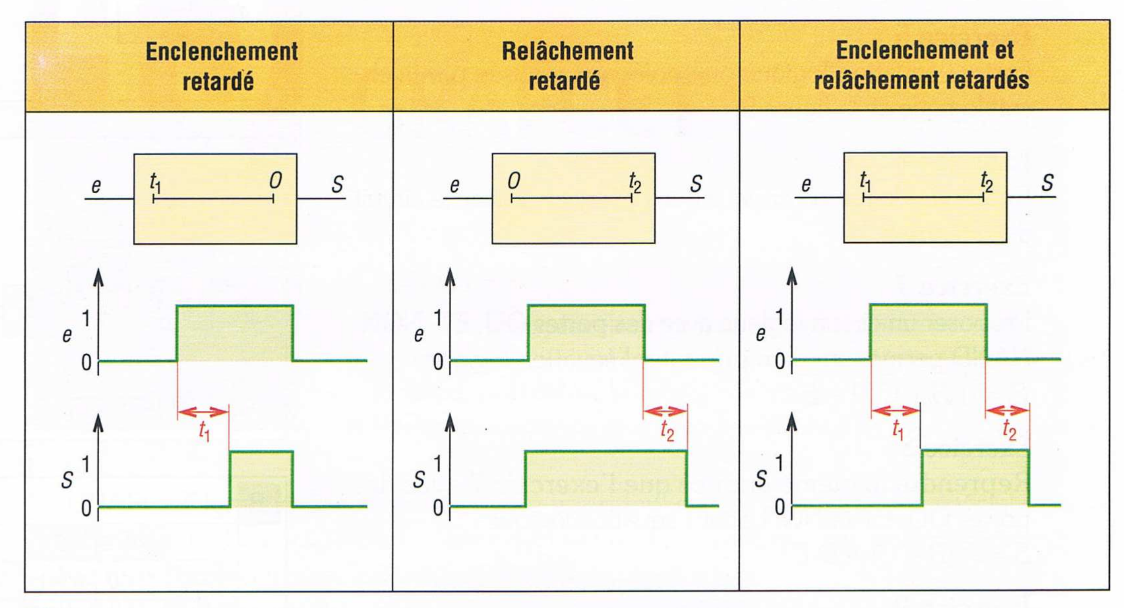
C'est une sorte de train d'ondes rectangulaires, repéré par *CLK*, *C* ou *T*, distribué à tous les étages d'un circuit électronique numérique synchrone, de façon que l'ensemble des sorties du système changent d'état exactement au même instant. En général, le changement a lieu lorsque le signal d'horloge effectue une transition appelée front. Deux cas sont possibles : à partir du front montant (passage de 0 à 1) ou à partir du front descendant (de 1 à 0).

Dans un circuit asynchrone (sans signal d'horloge) les sorties peuvent changer d'état à tout moment après impulsion sur une ou plusieurs entrées.

Les circuits synchrones sont les plus faciles à concevoir et à dépanner.

IX - Temporisateurs

Ils sont utilisés pour retarder l'activation d'une variable de sortie. La durée d'attente est réglable. Il existe une grande variété de solutions technologiques (électriques, pneumatiques, etc.). Dans les automates programmables les temporisations sont obtenues par programmation.



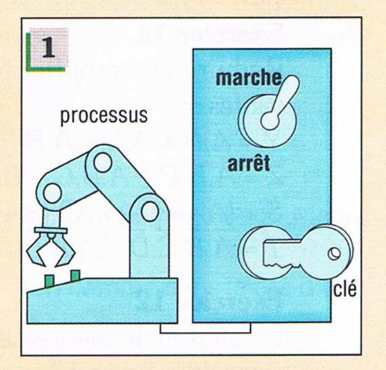
25. Temporisateurs.

X. Exercices

Exercice 1

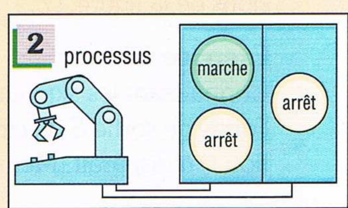
Le processus de la figure 1 est commandé par une console comprenant un interrupteur (I) à deux positions (une position marche et une position arrêt) et une clé (C) permettant de verrouiller le dispositif (en verrouillage C = 1, en non verrouillé C = 0). L'interrupteur peut être manipulé indépendamment du verrouillage.

Construire la table de vérité du dispositif et l'équation booléenne correspondante sachant que l'on a trois variables d'entrée (I, C et P_0 l'état initial du processus) plus une variable de sortie P, l'état final du processus.



Exercice 2

Refaire l'exercice 1 avec le processus de la figure 2 ayant une console avec 3 boutons à 2 positions : position enfoncée (= 1), positon relâchée (= 0). Entrées : bouton marche (M), deux boutons arrêt (A_1) et (A_2), état initial du processus (P_0). Sortie : état final du processus (P).



Exercice 3

Écrire les équations booléennes correspondant aux tables de vérité de la figure 3. Réduire et simplifier ces équations.

3

A	B	C	S	A	B	C	S
0	0	0	0	0	0	0	1
0	0	1	1	0	0	1	0
0	1	0	1	0	1	0	1
0	1	1	0	0	1	1	1
1	0	0	1	1	0	0	1
1	0	1	0	1	0	1	1
1	1	0	1	1	1	0	0
1	1	1	1	1	1	1	1

Exercice 4

Construire les tables de vérité (entrées A, B et C) correspondant aux expressions booléennes suivantes :

$X = (A + B).(B + C)$

$Y = A + AB + ABC$

$Z = (A + \overline{A}).(B + \overline{B}).(C + \overline{C})$

Exercice 5

Écrire l'équation logique ou booléenne réalisée par le circuit logique de la figure 5.

Exercice 6

Reprendre le même énoncé que l'exercice 5 avec le circuit de la figure 6.

Exercice 7

Proposer un circuit logique avec des portes OU, ET, NON, NAND permettant de représenter l'équation logique :

$S = A.B + \overline{C}.D + \overline{E}.\overline{F}$

Exercice 8

Reprendre le même énoncé que l'exercice 7 avec des portes OU, ET et NON pour l'équation logique :

$S = A.(\overline{B} + C) + \overline{D}.E$

Exercice 9

Écrire les équations logiques non simplifiées correspondant aux tableaux de Karnaugh de la figure 9. Réduire et simplifier ces équations.

Exercice 10

Reprendre le même énoncé que l'exercice 9 à partir de la figure 10.

Exercice 11

Réduire et simplifier les expressions booléennes suivantes :

$Y = \overline{A}.\overline{B} + \overline{A}.B + A.B$

$Z = \overline{A}.B.\overline{C} + A.B.\overline{C} + B.\overline{C}.D$

$S = (A + B).(\overline{A} + C).(\overline{B} + \overline{C})$

$T = \overline{A}.\overline{B}.\overline{C}.\overline{D} + A.\overline{B}.\overline{C}.\overline{D} + \overline{A}.B.\overline{C}.\overline{D} + A.B.\overline{C}.\overline{D}$

Exercice 12

En utilisant le théorème de Morgan simplifier les expressions de la figure 12.

Exercice 13

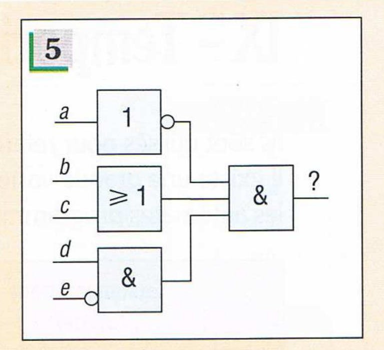
Connaissant les signaux d'entrée a et b, tracer la forme de l'onde de sortie S du circuit de la figure 13. Refaire la question si a disparaît. Même question si b disparaît.

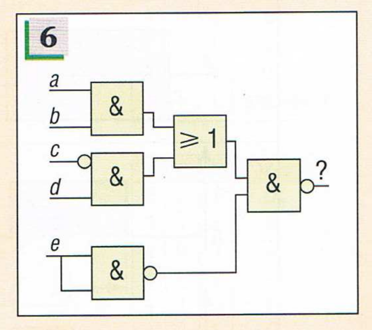
Exercice 14

Reprendre l'énoncé de l'exercice 13 avec une porte NAND ou NON ET.

Exercice 15

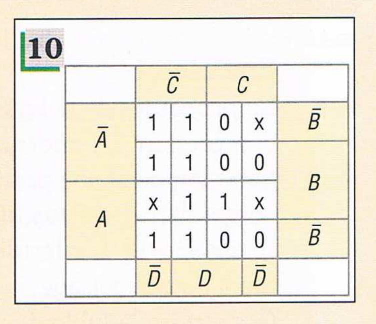
Reprendre l'énoncé de l'exercice 13 avec une porte INHIBITION (a inhibition b).





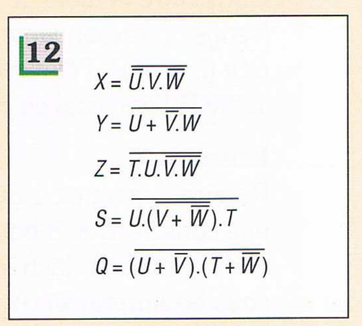
9

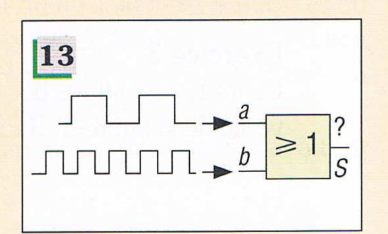
	$\overline{C}$		C		
$\overline{A}$	1	0	0	1	$\overline{B}$
	1	0	0	1	B
A	0	0	0	1	
	1	0	0	1	$\overline{B}$
	$\overline{D}$	D		$\overline{D}$	



10

	$\overline{C}$		C		
$\overline{A}$	1	1	0	x	$\overline{B}$
	1	1	0	0	B
A	x	1	1	x	
	1	1	0	0	$\overline{B}$
	$\overline{D}$	D		$\overline{D}$	







GRAFCET

Objectifs

- Décrire les principaux éléments et les règles d'évolution du GRAFCET.
- Donner des notions concernant les étapes encapsulantes, les macroétapes, les étapes particulières, le forçage et le figeage.
- Fournir des compléments sur la représentation des actions et des réceptivités.

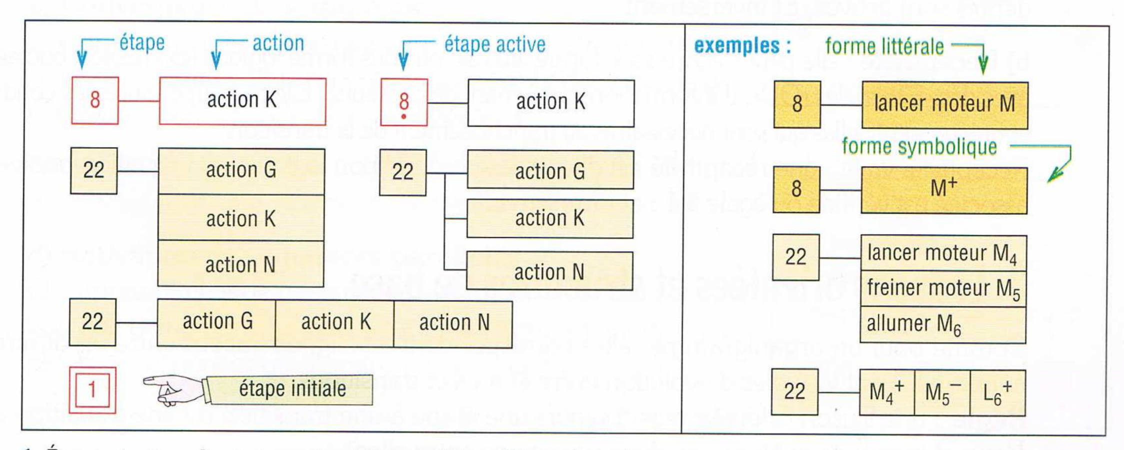
Le GRAFCET (graphe de commande-étape-transition) est un organigramme spécialisé, avec graphisme et règles particulières, utilisé pour décrire le cycle logique des systèmes automatisés séquentiels ; grafcet (lettres minuscules) désigne un diagramme.
Le GRAFCET est normalisé : NF EN 60848, classement C03190, août 2002.

I - Principaux éléments du GRAFCET

Le GRAFCET se compose d'étapes, auxquelles sont associées des actions, des transitions, auxquelles sont associées des réceptivités et des liaisons orientées. À cet ensemble on ajoute des règles d'évolution pour réglementer le déroulement.

1. Étapes et actions

Une étape est une période de temps permettant de réaliser complètement une ou plusieurs actions.
La notion d'action est assez large et il peut ne pas y avoir d'action comme dans le cas d'une étape d'attente.



1. Étapes et actions. Les trois représentations de l'étape 22 sont équivalentes.

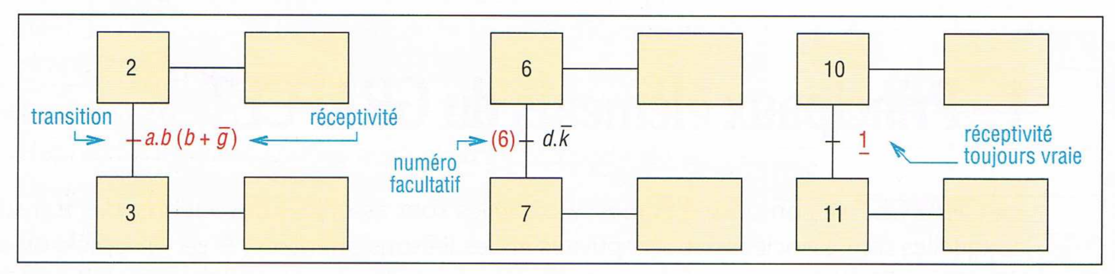
a) Représentation : chaque étape est représentée par un carré ou boîte numéroté auquel est associé un ou plusieurs rectangles destinés à décrire les actions qui s'y déroulent.
– Numérotation : elle est réalisée par des nombres entiers positifs, croissants (pas nécessairement de 1 en 1). Seule condition : deux étapes différentes ne doivent jamais avoir le même numéro. Variable associée : X*, exemple X6, X10, etc.
– Étape active : si une étape est active, toutes les actions associées sont exécutées, certaines actions pouvant être commencées ou terminées avant d'autres. Variable associée : X* = 1.
L'activité d'une étape commence et s'arrête avec le franchissement des transitions situées à son entrée (amont) et à sa sortie (aval).
Sur un grafcet (diagramme) une étape active est repérée par un point.
– Étape inactive : si une étape est inactive, aucune des actions associées n'est ou ne peut être exécutée. Variable associée : X* = 0 ; exemple : X6 = 0.

b) Étape initiale : elle est représentée par un double carré ; c'est une étape active au départ du système (activée sans condition au démarrage : règle 1).

c) Remarque : à chaque étape d'un grafcet est associée une mémoire (informatique, pneumatique, etc.) dans le système automatisé correspondant. Si l'étape est active, la mémoire est à 1. Si l'étape est inactive, la mémoire est à 0.

2. Transitions et réceptivités

Caractéristiques essentielles du GRAFCET, elles indiquent la possibilité d'évolution entre étapes. La transition peut être considérée comme une porte entre étapes, et la réceptivité associée comme la clé ou le code nécessaire pour ouvrir la porte.



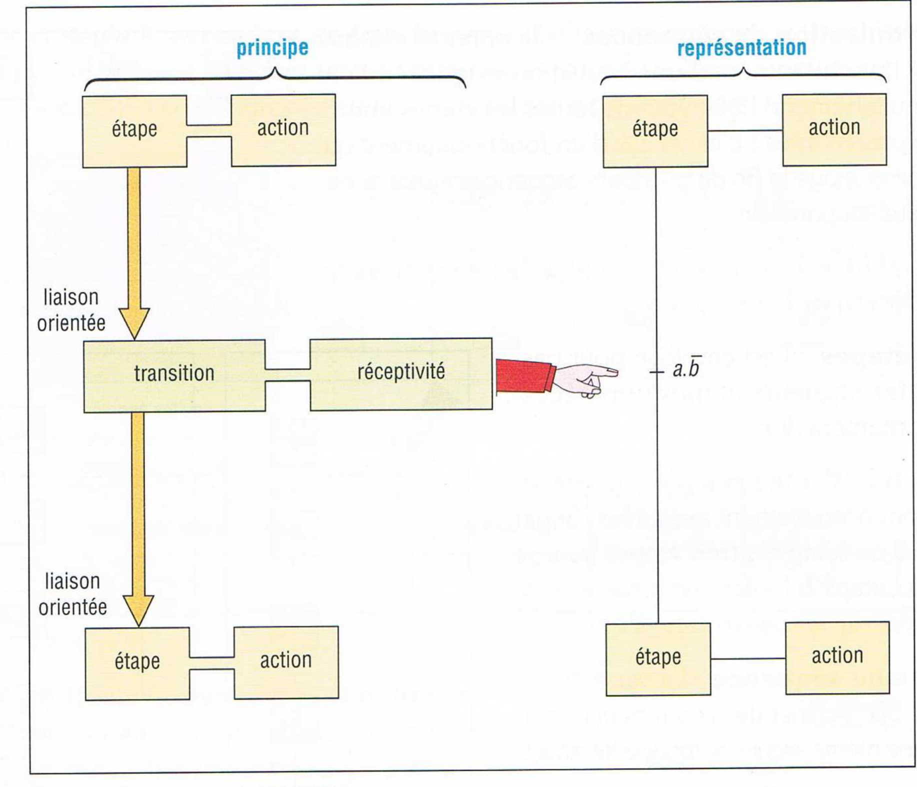
2. Transition et réceptivité.

a) Transition : elle est représentée par un tiret, ou petite barre, tracé sur la ligne reliant deux étapes successives. La réceptivité associée est écrite à droite du tiret. Un numéro ou une lettre de repérage entre parenthèses peut éventuellement être inscrit à gauche du tiret.
Règle : entre deux étapes successives et quel que soit le chemin emprunté, il ne peut y avoir qu'une seule transition.
Transition validée : une transition est dite validée si toutes les étapes immédiatement précédentes sont actives. Et inversement.

b) Réceptivité : elle peut s'écrire sous forme littérale ou sous forme logique (expression booléenne, avec des «ET» et des «OU», d'informations provenant de capteurs). Elle regroupe toutes les conditions et uniquement celles qui sont nécessaires au franchissement de la transition.
Réceptivité vraie : une réceptivité est dite vraie si la condition logique, ou l'équation booléenne, associée est vérifiée ou égale à 1 ; et inversement.

3. Liaisons orientées et structures de base

Comme pour un organigramme, elles correspondent aux lignes tracées entre les différentes boîtes indiquant les voies d'évolution entre étapes et transitions.
Règle : une liaison orientée relie toujours une étape à une transition ou une transition à une étape et jamais deux étapes ou deux transitions entre elles.



3. Principaux éléments du GRAFCET.

4 — d — 5 — $h.g$ — 6 — k — 7 — $n + t$

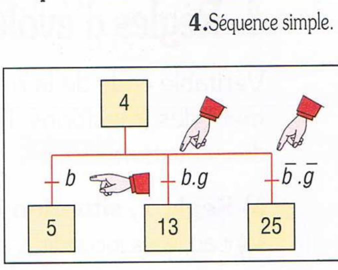
4. Séquence simple.

Chaque ligne ne peut être parcourue que dans un seul sens. S'il n'y a pas de flèche indicative, une ligne de liaison verticale est parcourue de haut en bas et une ligne horizontale de gauche à droite.

a) Séquence simple : elle se compose d'une succession d'étapes sans embranchement particulier.

b) Sélection de séquences (« divergence en OU »)
Elle apparaît chaque fois que la sortie d'une étape peut se faire vers une OU plusieurs séquences simples (plusieurs chemins possibles suivant l'état des réceptivités).
Elle caractérise plusieurs alternatives de fonctionnement ou d'évolutions possibles.

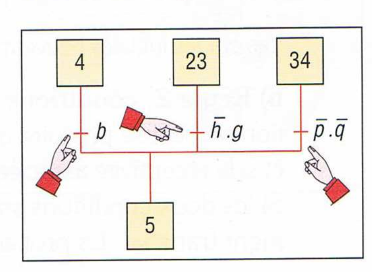
Exemple : si 4 est active et si $b = 1$ avec $g = 0$ alors la séquence débutant par l'étape 5 est activée (13 et 25 restant inactives).
En revanche, si $b = 1$ avec $g = 1$ les séquences 5 et 13 sont activées (25 restant inactive)…



5. Sélection de séquences.

c) Convergence de séquences
Elle apparaît chaque fois que l'arrivée à une étape peut être réalisée à partir de plusieurs séquences ou chemins possibles.
C'est l'inverse de la sélection de séquences.

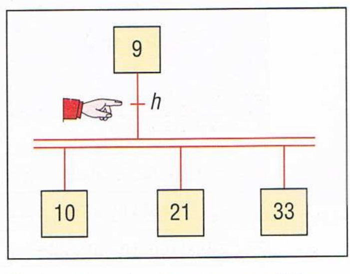
Exemple : l'activation de l'étape 5 peut être obtenue à partir de n'importe quelle séquence simple précédente (4 ou 23 ou 34).



6. Convergence de séquences.

d) Activation de séquences parallèles
Elle apparaît chaque fois que le franchissement d'une transition doit démarrer ou activer en même temps (simultanément) plusieurs séquences ou chemins fonctionnant en parallèle.

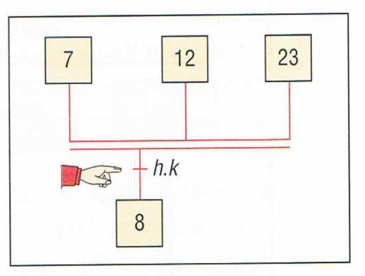
Exemple : si 9 est active et si $h = 1$, le franchissement de la transition active en même temps les trois séquences (10, 21 et 33).



7. Activation de séquences parallèles.

e) Synchronisation de séquences : elle apparaît chaque fois que le franchissement d'une transition exige en même temps (simultanément) l'état actif de toutes les étapes immédiatement précédentes ; c'est le cas d'un fonctionnement qui pour démarrer exige la fin de plusieurs séquences ayant auparavant évolué en parallèle.

Exemple : si $hk = 1$, le franchissement de la transition exige l'état actif des étapes 7, 12 et 23.



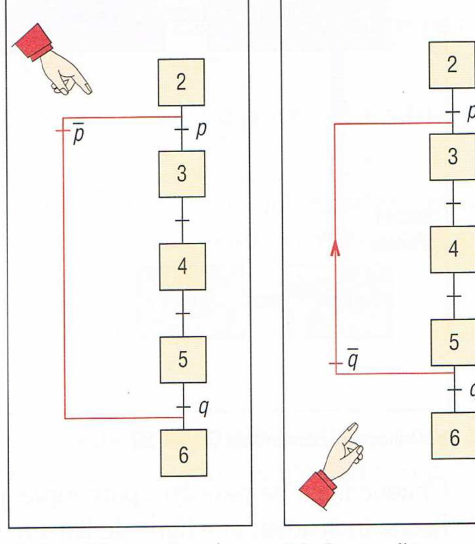
8. Synchronisation de séquences.

f) Saut d'étapes : il est employé pour passer ou sauter plusieurs étapes non nécessaires à un moment donné.

Exemple : si 2 est active et si $p = 1$ les étapes 3, 4 et 5 sont normalement exécutées. Si par contre $p = 0$ on saute ces trois étapes pour se retrouver à l'étape 6 (noter que p barre est la seule transition sur le chemin entre 2 à 6).

g) Reprise de séquence : l'inverse du cas précédent. Elle permet de recommencer plusieurs fois une même séquence (boucle itérative).

Exemple : si 5 est active et si $q = 1$ on passe à l'étape suivante 6. Si $q = 0$ on recommence les étapes 3, 4 et 5 (noter que q barre est la seule transition sur le chemin entre 5 et 3).



9. Saut d'étapes. **10.** Reprise d'étapes.

4. Règles d'évolution

Véritable code de la route du GRAFCET, elles réglementent la situation initiale, le franchissement des transitions, l'évolution des étapes actives, les évolutions simultanées, l'activation, la désactivation...

a) Règle 1, situation initiale ou initialisation : les étapes initiales, repérées par un double carré, sont activées inconditionnellement à l'initialisation de l'automatisme, au début du fonctionnement.

Remarque : cette règle précise le comportement initial et les étapes actives au démarrage.

Les étapes initiales peuvent être des étapes d'attente (sans action), des étapes encapsulantes, etc.

b) Règle 2, conditions de franchissement d'une transition : le franchissement d'une transition ne peut se produire que si la transition est validée (étapes immédiatement précédentes actives) et si la réceptivité associée est vraie (équation logique associée égale à 1).
Si les deux conditions sont réunies, la transition devient franchissable et est alors obligatoirement franchie. La procédure de franchissement suit la règle 3.

Règle 2	8 / $d = 0$ / 9	8 / $d = 0$ / 9	8 / $d = 1$ / 9	8 / $d = 1$ / 9	8 / $d = 1$ / 9 (franchissement)
étapes actives	—	8	—	8	9
transition validée	non	oui	non	oui	le franchissement suit la règle 3
réceptivité vraie	non	non	oui	oui	
transition franchissable	non	non	non	oui	

11. Règle 2.

c) Règle 3, procédure de franchissement d'une transition : le franchissement d'une transition entraîne en même temps l'activation de toutes les étapes immédiatement suivantes et la désactivation de toutes les étapes immédiatement précédentes.

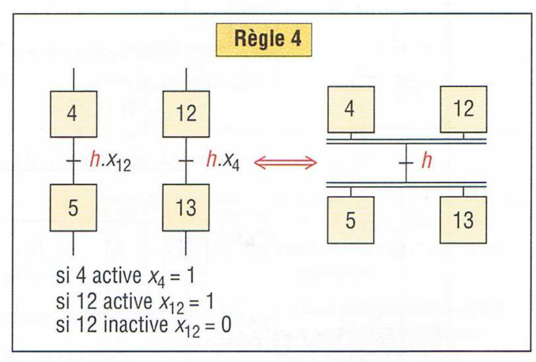
Règle 3	5 8 — $k = 0$ — 9	5 8 — $k = 0$ ou 1 — 9	5 8 — $k = 0$ — 9	5 8 — $k = 1$ — 9 ⟹	5 8 — k — 9 (franchissement)
étapes actives	—	8	5 et 8	5 et 8	9
transition validée	non	non	oui	oui	—
réceptivité vraie	non	oui ou non	non	oui	—
transition franchissable	non	non	non	oui	—

12. Règle 3.

d) Règle 4, évolutions simultanées : plusieurs transitions simultanément franchissables (franchissables en même temps) sont simultanément franchies (franchies en même temps).

Remarque : cette règle permet de décomposer un GRAFCET en plusieurs diagrammes tout en assurant leur interconnexion. Par exemple, les transitions $h.X_4$ et $h.X_{12}$ franchissables en même temps assurent la synchronisation des deux séquences.

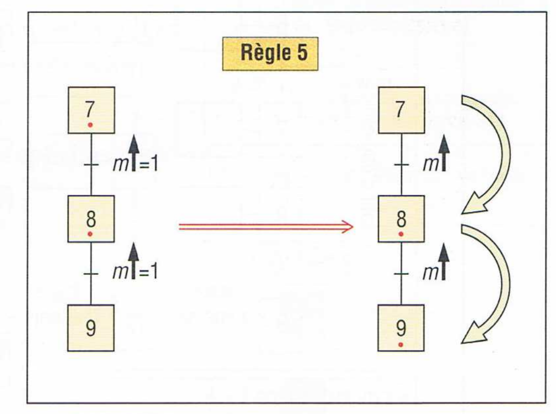
La simultanéité dépend du temps de réponse, l'intervalle de temps nécessaire doit cependant rester négligeable pour le fonctionnement.



13. Règle 4.

e) Règle 5, activation et désactivation simultanée : si , au cours du fonctionnement, une même étape doit à la fois être désactivée et activée, elle reste active.

Exemple : si 7 et 8 sont toutes deux actives et si le front montant de m passe à 1 (m passe de l'état 0 à l'état 1), alors l'étape 8 est à la fois activée et désactivée. Elle reste active.



14. Règle 5.

II – Structure générale d'un GRAFCET et des autres éléments

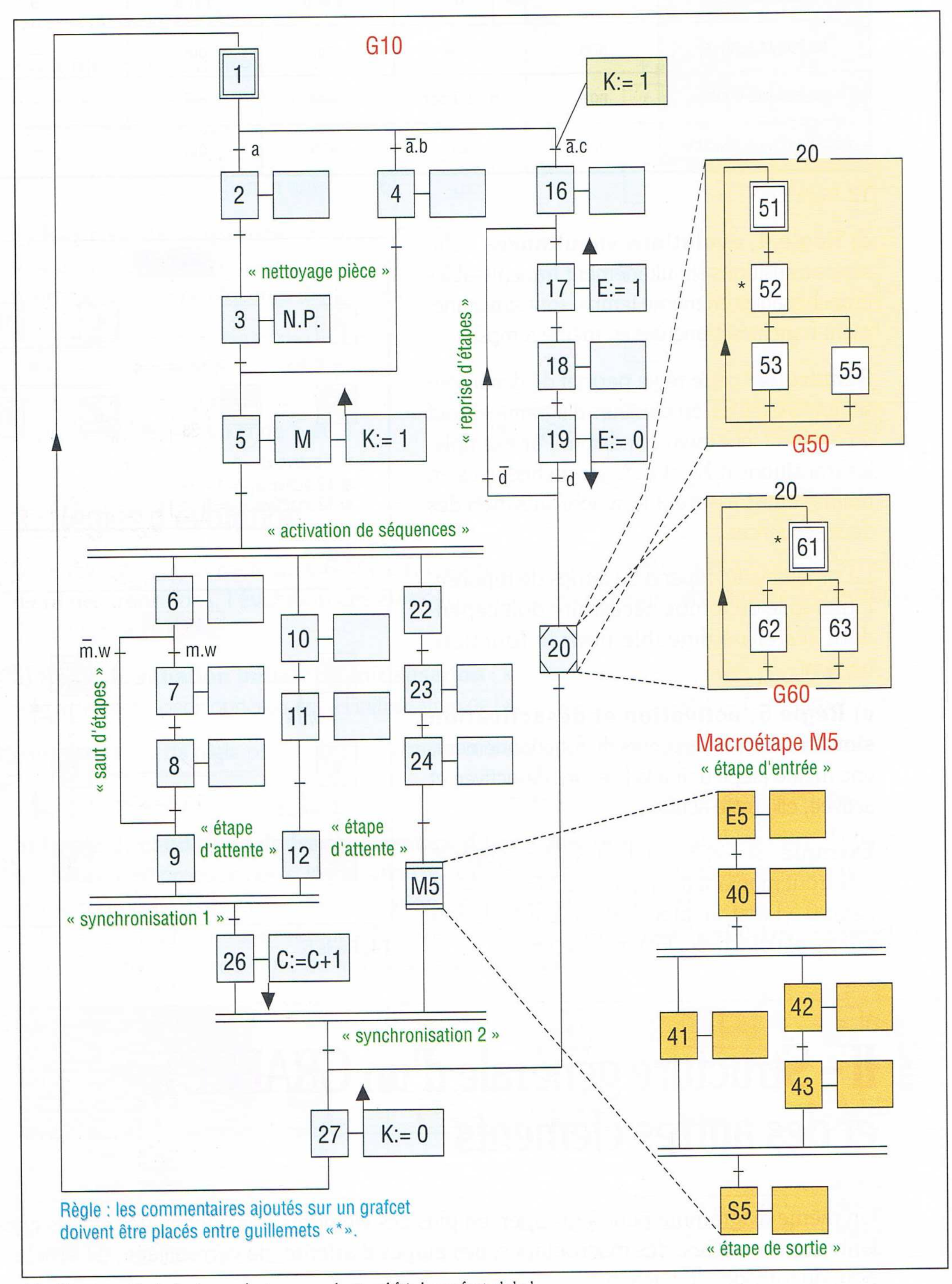
Un même diagramme peut regrouper, en plus des éléments précédents, des étapes encapsulantes, encapsulées, des macroétapes, des étapes d'attente, de verrouillage, de synchronisation, du forçage, du figeage…

Grafcet connexe : grafcet pour lequel il existe toujours des liens (liaisons orientées…) entre deux éléments quelconques (étape/transition ou transition/étape).

Grafcet partiel : grafcet constitué de un ou plusieurs grafcets connexes résultant de la partition d'un grafcet global. Désignation G1, G10… ; variable associée : XG1, XG10…

Situations d'un grafect partiel : G12{8, 9, 11} signifie que les étapes 8, 9 et 11 du grafcet G12 sont actives à l'instant considéré ; G12{ } précise qu'aucune étape n'est active : G12{INIT} indique que les étapes initiales sont actives.

Exemple : le grafcet global figure 16 est constitué de quatre grafcets partiels G1, G10, G11 et G20 : G1, G11, G20 sont des grafcets connexes et G10 est constitué de deux grafcets connexes.

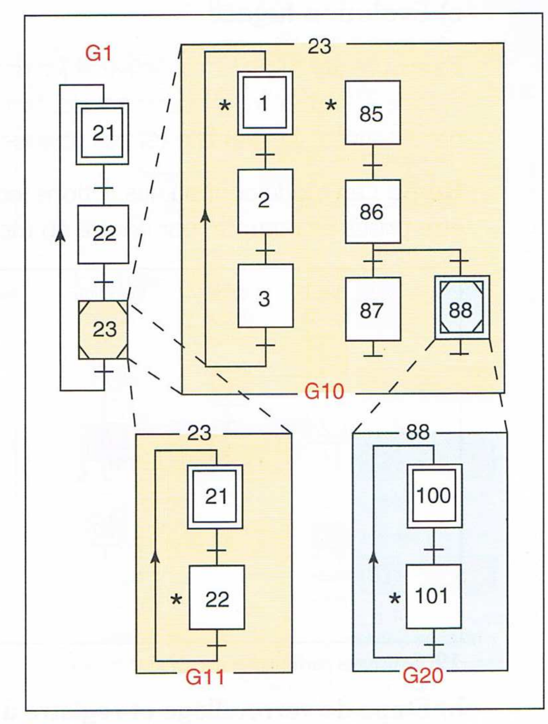


15. Structure générale des grafcets, exemple simplifié de grafcet global.

1. Structuration par encapsulation

L'encapsulation permet la décomposition d'un grafcet global en plusieurs grafcets partiels et de les relier. Éléments de base **figure 17**.

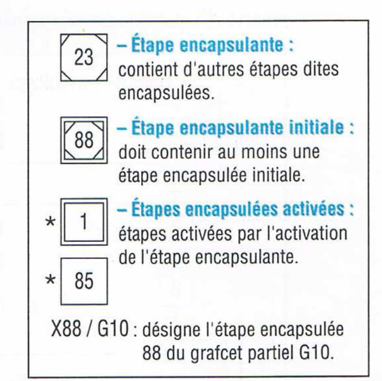
Exemple (fig. 16) : l'activation de l'étape encapsulante 23 du grafcet partiel G1 active en même temps les étapes encapsulées 85 et 1 de G10 et 22 de G11. L'activation de l'étape 88 active 101 de G20 contenant l'étape initiale 100.



16. Exemple de structure par encapsulation.

2. Macroétape

L'objectif est de ne pas surcharger le GRAFCET principal par des détails de réalisation.
La macroétape représente l'ensemble d'une tâche (usinage, manutention, etc.) sans détailler la procédure sur le GRAFCET principal.
Les détails de la réalisation (étapes intermédiaires, transitions, etc.) sont décrits et définis par un autre diagramme, appelé expansion de la macroétape.



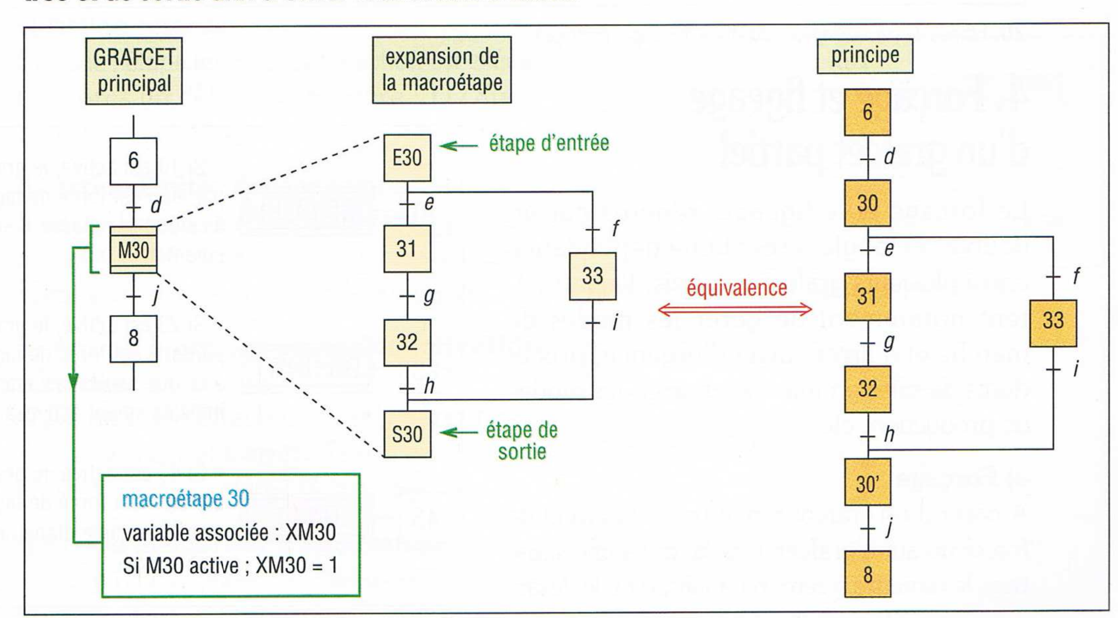
17. Encapsulation : éléments de base.

Remarques :

– Une expansion de macroétape peut comporter d'autres macroétapes. Plusieurs macroétapes peuvent utiliser la même expansion.

– Le franchissement de la transition amont (*d*) doit activer l'étape d'entrée (E30 ou 7.1) de l'expansion de la macroétape. De même l'étape de sortie (S30) participe à la validation de la transition de sortie (*j*).

L'utilisateur doit bien gérer les conditions de réceptivités d'entrée et de sortie afin d'éviter tout conflit d'accès.



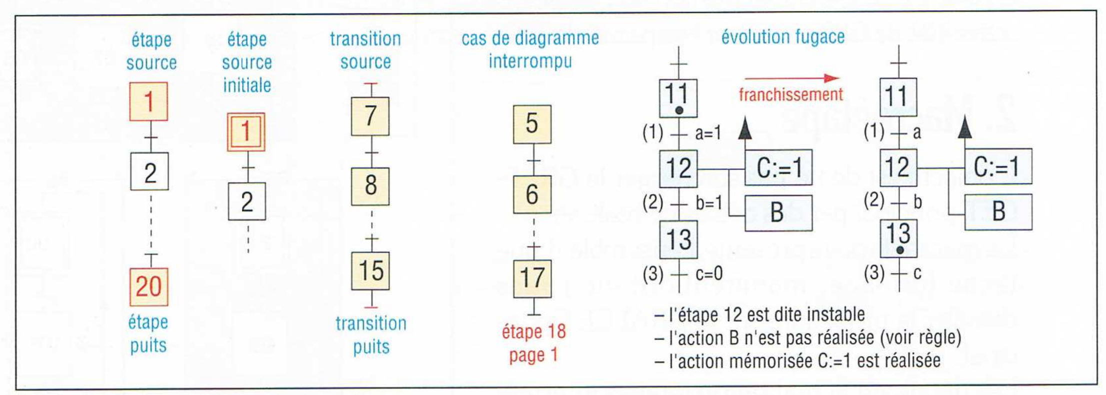
18. Macroétape : expansion et principe.

3. Structures particulières

a) Évolution fugace

Exemple (fig. 19) : 11 est active et les réceptivités a = 1, b = 1 et c = 0 ce qui active directement l'étape 13 après franchissement des transitions (1) et (2). L'étape 12, dite instable, est virtuellement activée, l'action B n'est pas réalisée, l'action mémorisée C:=1 est prise en compte.

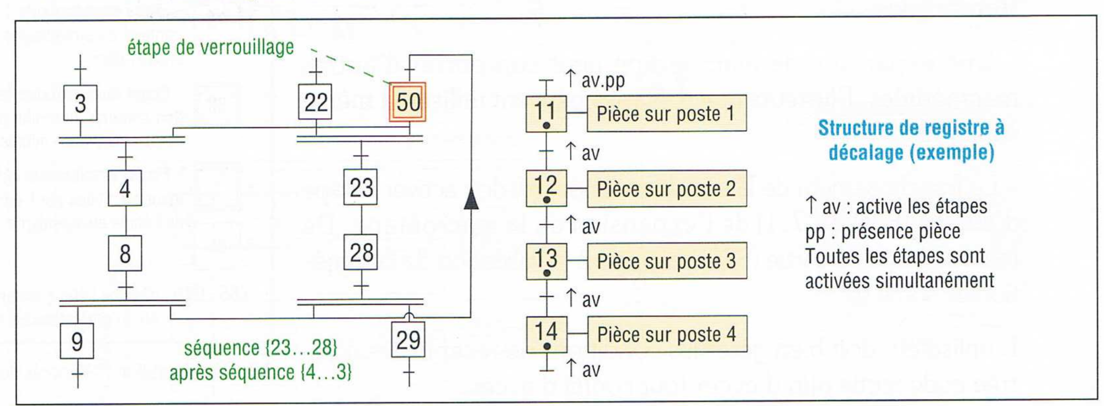
Règle : en mode continu, les actions (continues) associées à une étape instable ne doivent pas être prises en compte, par contre en mode mémorisé les actions (mémorisées) doivent l'être.



19. Structures particulières et évolution fugace.

b) Étape de verrouillage et registre à décalage

Les étapes de verrouillage sont des étapes initiales complémentaires permettant le déroulement d'une seule séquence à la fois.



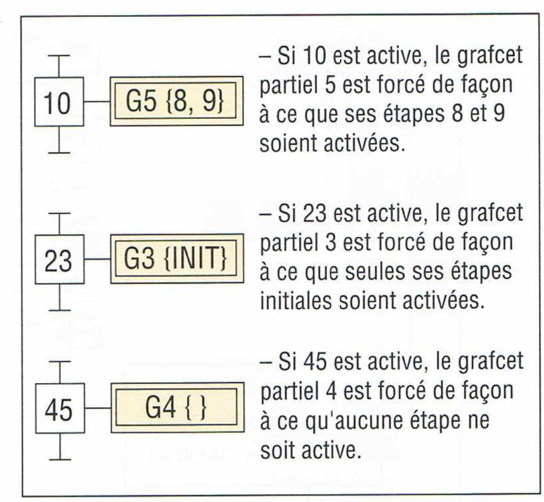
20. Étapes de verrouillage et registre à décalage (principe).

4. Forçage et figeage d'un grafcet partiel

Le forçage et le figeage, repérés par un double rectangle, créent une dépendance entre plusieurs grafcets partiels. Ils permettent notamment de gérer les modes de marche et d'arrêt : arrêt d'urgence, procédures de mise en marche et arrêt, les modes de production, etc.

a) Forçage

À partir d'un grafcet (« maître »), il permet de forcer un autre grafcet (« esclave ») à une situation, le remettre à zéro (réinitialiser) ou le désactiver complètement **(fig. 21)**.



21. Forçage d'un grafcet partiel.

b) Figeage

À partir d'un grafcet (« maître »), il verrouille le déroulement ou fige l'évolution d'un autre grafcet (« esclave ») dans la situation où il se trouvait à l'instant du figeage **(fig. 22)**.

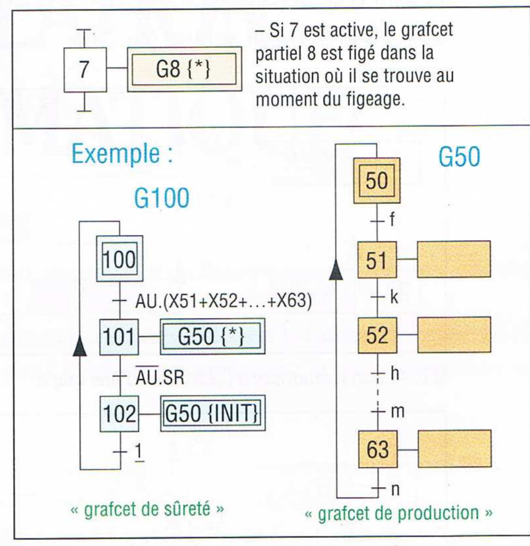
Remarque : le forçage et le figeage sont réalisés quelle que soit la situation du grafcet « esclave » et l'étape en cours. Un grafcet partiel peut être le grafcet maître d'un premier et l'esclave d'un second.

c) Exemple (fig. 22)

Dès que l'étape 101 du grafcet partiel G100 (du sûreté) est active, suite à un arrêt d'urgence (AU), le grafcet G50 (production normale) est figé ou bloqué dans la situation où il est à cet instant.

En fin d'arrêt d'urgence, après réarmement (SR), l'étape 102 devient active et G50 est réinitialisé par forçage (active 50). La production normale peut redémarrer.

Remarque : d'autres grafcets partiels peuvent être utilisés pour gérer, par forçage ou figeage de G50, les modes de production (cycle par cycle, étape par étape...).



22. Figeage d'un grafcet : notation et exemple.

III – Actions et transitions : compléments

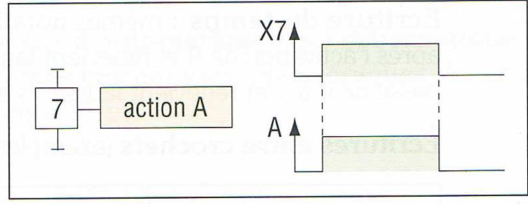
1. Représentation des actions

a) Action continue inconditionnelle

L'action est exécutée dès que l'étape associée est active, sans condition particulière **(fig. 23)**.

b) Action conditionnelle (sans front ↑* ou ↓*)

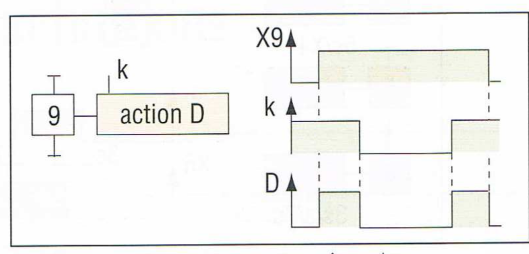
L'action est exécutée si l'étape est active et si la condition associée est vérifiée « k = 1 » **(fig. 24)**.



23. Action continue (inconditionnelle).

c) Action retardée

Dès que l'étape (e) est active, l'action est exécutée après un délai (t1). Écriture : t1/X(e) ; exemple : 9s/X8 **(fig. 25)**.



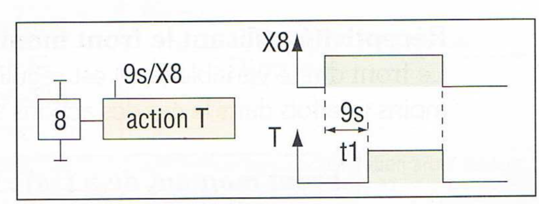
24. Action conditionnelle (sans front ↑* ou ↓*).

d) Action limitée dans le temps

L'action démarre dès que l'étape (e) est active, sa durée (t), limitée est plus courte que celle de l'étape. Écriture : $\overline{t/X(e)}$; exemple : $\overline{50s/X4}$ **(fig. 26)**.

e) Action à activation et désactivation retardées

L'action G est effectuée 3s (t1) après que a passe de 0 à 1 et s'arrête 7s (t2) après que a passe de 1 à 0. Écriture : t1/a/t2 **(fig. 28)**.



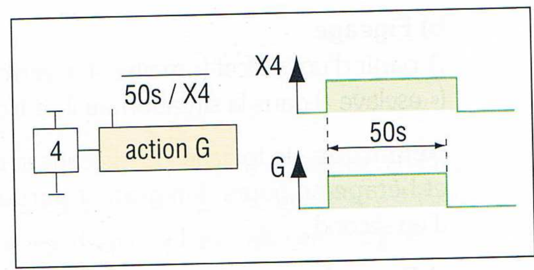
25. Action retardée (t1 = 9s ; (e) = 8).

f) Action mémorisée à l'activation

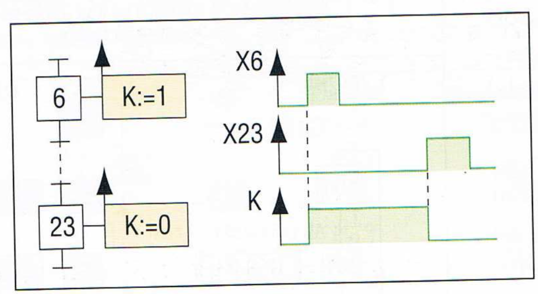
L'action K (dure plusieurs étapes) est mémorisée (0 ou 1) au début de l'étape active. Écriture (rectangle avec flèche vers le haut) : K:=0 (ou 1) **(fig. 27)**.

g) Action mémorisée à la désactivation
Idem (f) sauf que l'action B est mémorisée à la fin de l'étape active **(fig. 29)**.

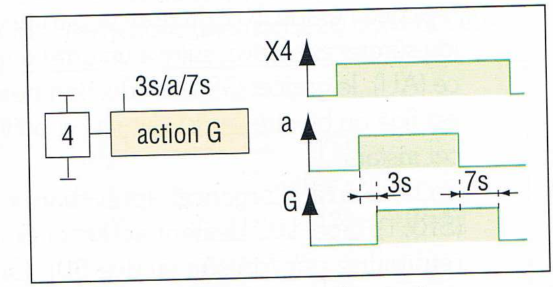
h) Action conditionnelle sur évènement (doit avoir au moins un front ↑* ou ↓*)
H vaut 0 si ↑a (sur rectangle avec ◀) se produit et si 13 et 25 sont actives **(fig. 30)**.



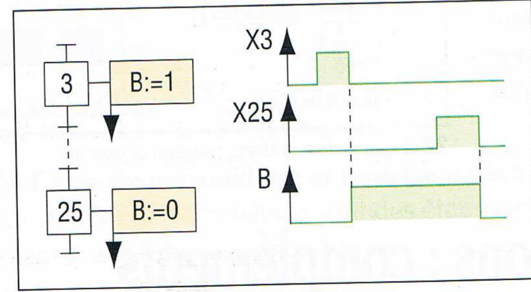
26. Action limitée dans le temps.



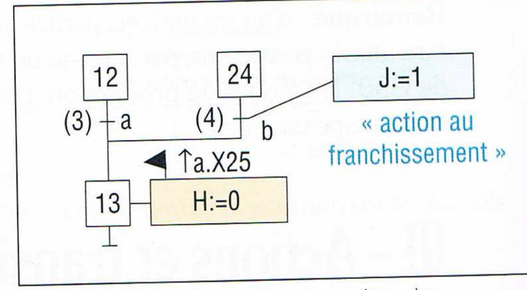
27. Action mémorisée à l'activation d'une étape.



28. Action retardée en activation et désactivation.



29. Action mémorisée à la désactivation d'étape.

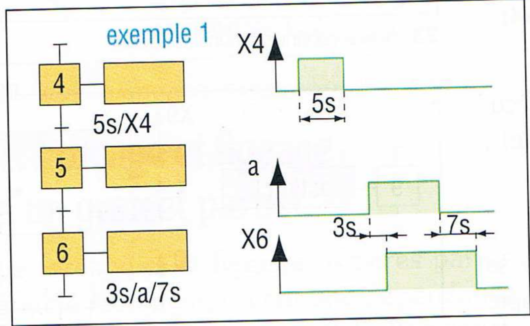


30. Action sur évènement (au moins un ↑* ou ↓*).

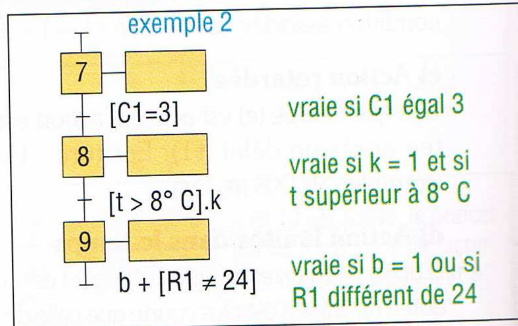
2. Réceptivités : temps, comptage, comparaison...

Écriture du temps : mêmes notations que précédemment (fig. 31) : 5s/X4 est vraie 5s après l'activation de 4 et redevient fausse après franchissement ; 3s/a/7s vraie 3s après que a passe de 0 à 1 et redevient fausse 7s après que a passe de 1 à 0.

Écritures entre crochets (exemples **fig. 32**) pour compteurs, comparaisons, etc.



31. Réceptivités : prise en compte du temps.



32. Exemples avec comptage et comparaison.

Réceptivité utilisant le front montant d'une variable
Le front d'une variable (a...) est régulièrement utilisé dans les écritures et doit apparaître au moins une fois dans le cas des actions sur évènement **(fig. 30)**.

Front montant de a (↑a) : lorsque a passe de 0 à 1, ↑a = 1 et ↓a = 0
Front descendant de a (↓a) : lorsque a passe de 1 à 0, ↓a = 1 et ↑a = 0



ASSERVISSEMENT, RÉGULATION, AUTOMATIQUE

Objectifs

- Définir les principaux termes et expressions concernant les asservissements.
- Détailler la représentation par schémas blocs et l'algèbre correspondante.
- Fournir les principaux éléments concernant la transformation de Laplace.
- Développer la notion de fonction de transfert.
- Étudier la réponse des systèmes asservis aux entrées types usuelles.
- Aborder les notions de précision et de stabilité des systèmes.
- Décrire les représentations (diagrammes) de Bode, Black et Nyquist.
- Donner des éléments sur les principaux correcteurs.

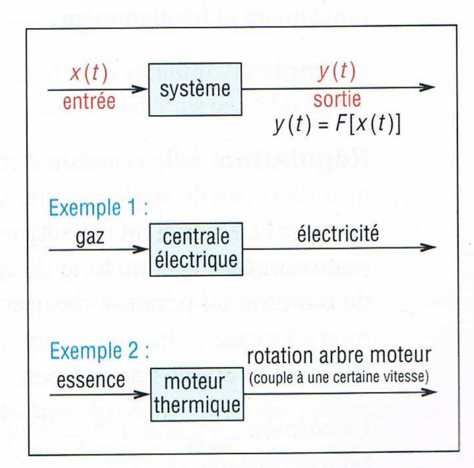
Les systèmes asservis fonctionnent en bouclage, c'est-à-dire avec une boucle de rétroaction ou « feedback », prenant en considération une mesure permanente de la situation du système afin de déterminer la commande la mieux adaptée en réponse à une situation donnée.
Pour ces systèmes, toutes les situations possibles n'étant pas prévisibles, par exemple à cause des perturbations, on ne peut pas, contrairement au cas des systèmes séquentiels, avoir un déroulement fini d'opérations prédéterminées.
L'étude de tels systèmes est regroupée sous le nom « **d'automatique** » ou « **cybernétique** ».
L'**automatique** peut s'appliquer aux systèmes mécaniques, électroniques, électromécaniques, mais aussi en gestion, biologie, économie, etc.

I - Notion de système et définitions

1. Définitions

Système : un système est un assemblage ou une combinaison de parties ou composants liés les uns aux autres et qui se coordonnent de façon à former un ensemble pouvant réaliser une ou plusieurs fonctions. Il peut s'appeler processus dans certains cas.
Schématisation **(fig. 1)** : un bloc ou boîte représente le système et deux flèches indiquent les entrées et les sorties.

Entrées : ce sont les éléments, grandeurs, signaux ou informations qui, issus du milieu extérieur, apportent au système ce dont il a besoin pour accomplir sa mission.



1. Système, schématisation par bloc et exemples.

Sortie : élément, grandeur, signal ou information produit par le système.
Pour un système asservi, la sortie est utilisée (boucle de rétroaction) pour juger la qualité de la tâche accomplie.

Référence ou consigne : grandeur ou modèle parfaitement connu, dont le comportement est celui que l'on attend du système ou processus. Dans un système bouclé, on essaie de calquer en permanence le comportement de la sortie réglée sur celui de la référence, en minimisant autant que nécessaire l'écart entre les deux.

Perturbations : ce sont les entrées parasites que l'on ne peut pas manipuler (incontrôlables) et que le système doit subir.

Système causal : si la variable indépendante est le temps (t), un système suit le principe de causalité lorsque le signal de sortie ne dépend que des valeurs présentes et passées (conditions initiales) de la variable d'entrée. Il n'est pas possible de prévoir l'état futur de la variable d'entrée, et rien n'arrive sans qu'il y ait une cause ou une raison déterminante.

Système linéaire : un système, ou une équation, est dit linéaire si les variables et leurs dérivées le définissant y apparaissent uniquement au premier degré.
Par exemple, si F fonction reliant x à y est linéaire, alors pour toutes les entrées $x_1(t)$ et $x_2(t)$ et quels que soient les nombres réels a et b, on peut écrire :

$$Y = F(a.x_1 + b.x_2) = a.F(x_1) + b.F(x_2)$$

Avec les systèmes linéaires, il est possible d'étudier séparément l'effet de chaque variable [$F(x_1)$, $F(x_2)$...] puis de faire la somme des résultats (« superposition »), pour obtenir l'effet combiné.

Système stationnaire : système dont les caractéristiques ne changent pas au cours du temps.

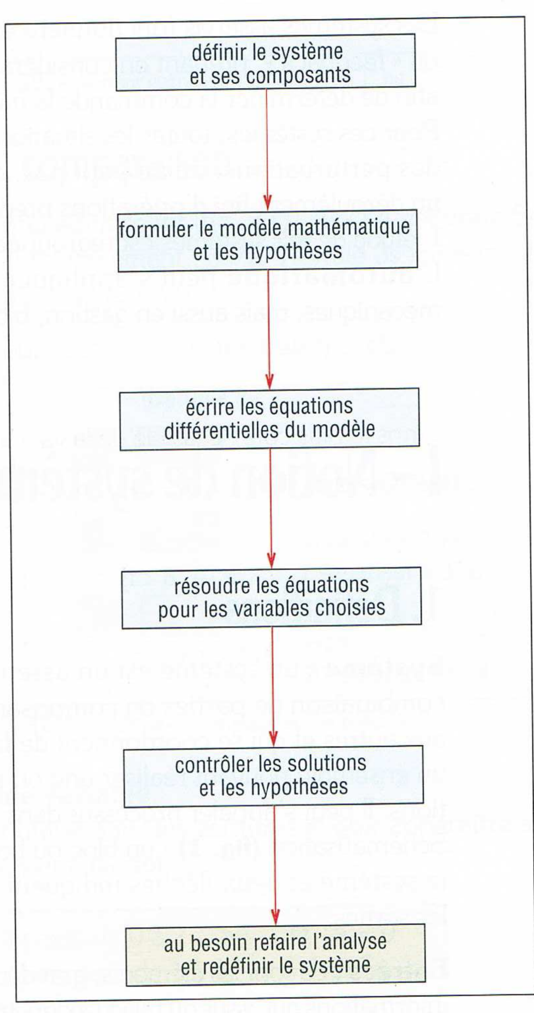
Systèmes continu et échantillonné : un système continu est un système dont les caractéristiques évoluent de manière continue au cours du temps. À la notion de système continu, on associe celle de système analogique. À la notion de système échantillonné, on fait correspondre celle de système numérique ou digital (page 508).

Asservissement : il consiste à appliquer une loi de variation à une ou plusieurs grandeurs (sortie réglée). Le signal d'entrée, ou consigne, suit une loi de référence, généralement non fixée à l'avance, et le système fonctionne en mode poursuite par rapport à cette loi. Le comportement est dit suiveur et les entrées varient rapidement et fréquemment.

Exemples : certaines directions assistées, systèmes de visée sur cible mobile, robots...

Régulation : elle consiste à maintenir une grandeur (sortie réglée) à une valeur fixée à l'avance. Le signal de référence, ou consigne reste constant tout au long de la durée de vie du système ou pendant des périodes plus ou moins longues. On a un comportement régulateur et les entrées varient peu.

Exemples : régulation d'un four à une température constante de 300 °C, climatiseur...

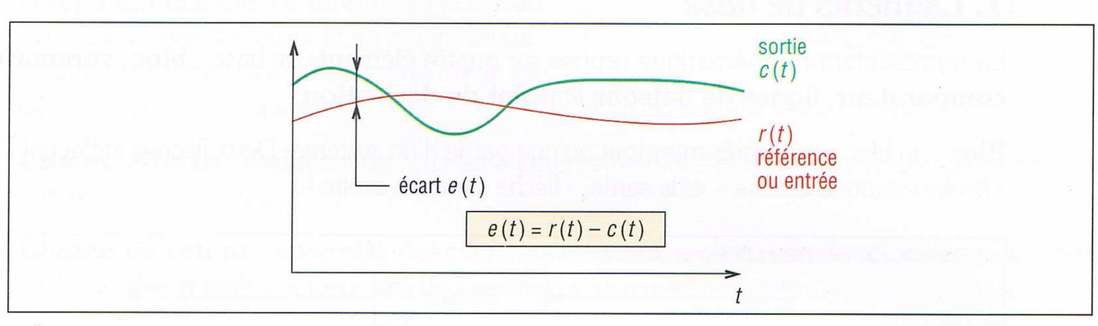


2. Mode de description des systèmes asservis.

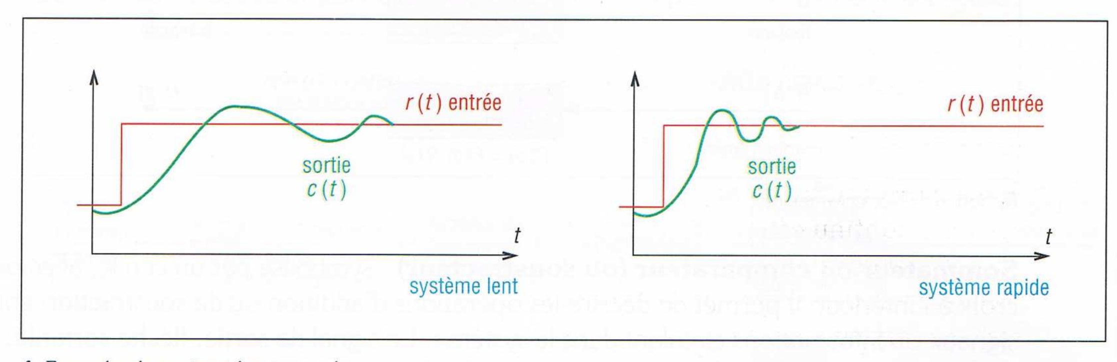
Modèles mathématiques : ce sont les équations différentielles, transformée de Laplace et autres outils mathématiques utilisés pour comprendre et décrire les systèmes asservis. Ils permettront, par exemple, de définir le signal de sortie en fonction du signal d'entrée.

2. Comportement des systèmes

Le comportement des systèmes bouclés est mis en évidence et défini par trois caractéristiques fondamentales : **précision**, **rapidité** et **stabilité**.



3. Écart et précision.

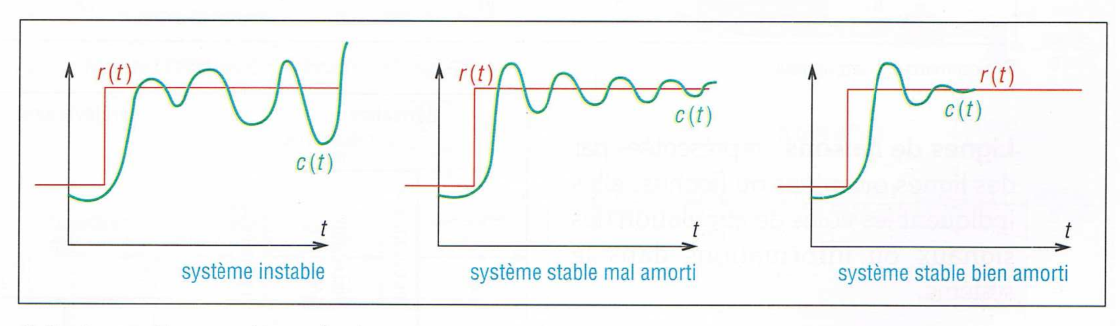


4. Exemples de systèmes lent et rapide.

Précision : elle traduit l'écart ou l'erreur, noté $e(t)$, avec laquelle la sortie $c(t)$, « grandeur réglée par le système », suit la loi d'entrée, référence ou consigne $r(t)$.

Rapidité : elle caractérise la capacité du système à réagir vite à une perturbation donnée. Il s'agit, autrement dit, de son aptitude, suite à une perturbation subie, à se rapprocher dans le temps le plus court possible de la valeur d'entrée ou consigne (« temps de réponse »).

Stabilité : elle définit la capacité du système à reprendre sa position d'équilibre après une perturbation.



5. Systèmes stables et instables, mal ou bien amortis.

Remarque : précision, rapidité et stabilité sont étroitement liées. En conception des systèmes bouclés, on cherche à rendre compatibles rapidité, précision et bon amortissement.

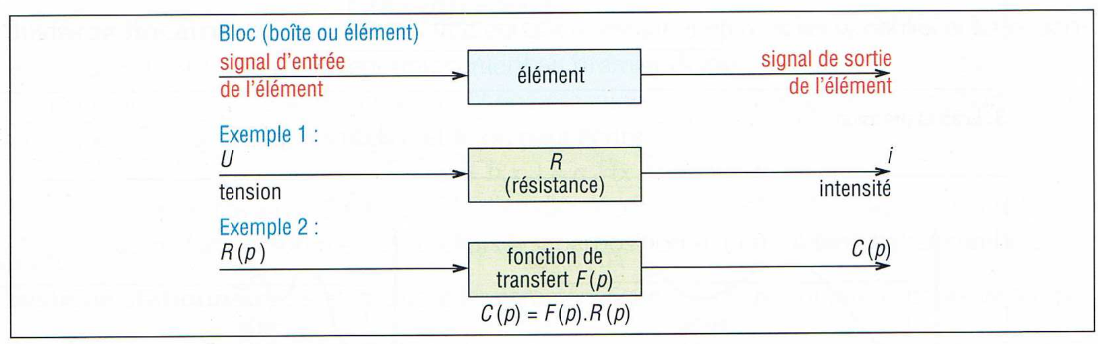
II - Schémas blocs ou diagramme fonctionnel

Les schémas blocs sont le mode de représentation le plus usuel des systèmes bouclés. Il permettent de décrire sous forme de graphe un système asservi et les interactions qui existent entre les différentes parties.

1. Éléments de base

La représentation schématique repose sur quatre éléments de base : **bloc**, **sommateur** ou **comparateur**, **lignes de liaisons** et **point de dérivation**.

Bloc : un bloc peut représenter tout ou une partie d'un système. Deux flèches indiquent l'entrée, « flèche entrant à gauche », et la sortie, « flèche sortant à droite ».



6. Notion de bloc et exemples.

Sommateur ou comparateur (ou soustracteur) : symbolisé par un cercle, avec ou sans croix à l'intérieur, il permet de décrire les opérations d'addition ou de soustraction entre les signaux ou informations circulant dans le système. Le signal de sortie, flèche sortante, fait la somme des signaux d'entrée en tenant compte des signes (+ ou –) indiqués.

sommateur : x (+), b (+) → $y = x + b$

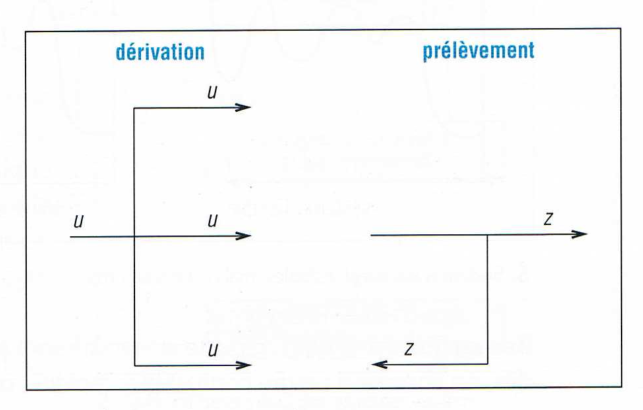
comparateur : x (+), y (–) → $z = x - y$

sommateur/comparateur : x (+), z (–), y (+) → $u = x + y - z$

7. Sommateur/comparateur.

Lignes de liaisons : représentées par des lignes orientées ou flèches, elles indiquent les voies de circulation des signaux ou informations dans le système.

Point de dérivation ou de prélèvement : il indique un embranchement ou une divergence dans les lignes de liaisons ou dans la circulation des signaux ou informations.

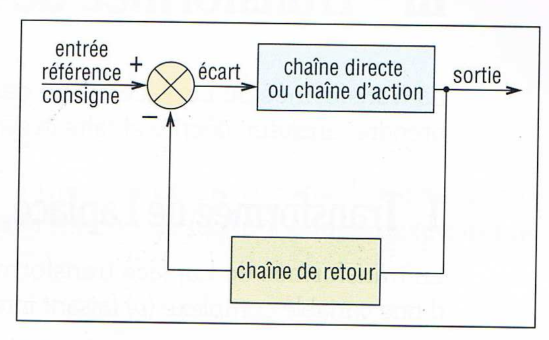


8. Point de dérivation ou de prélèvement.

2. Structure en boucle fermée

Les systèmes en boucle fermée, avec boucle de rétroaction, apparaissent chaque fois qu'au cours d'une opération, un système prend en compte une mesure de son état pour se modifier.

La représentation la plus usuelle **(fig. 9)** se compose d'une chaîne directe ou d'action avec une chaîne de retour et un comparateur. Le signal de référence ou consigne arrive en général sur le comparateur.

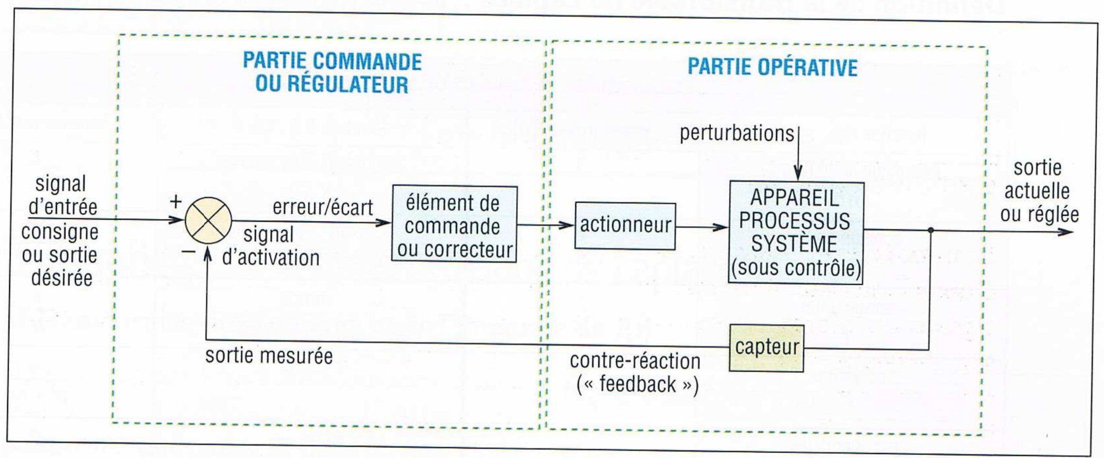


9. Structure générale en boucle fermée.

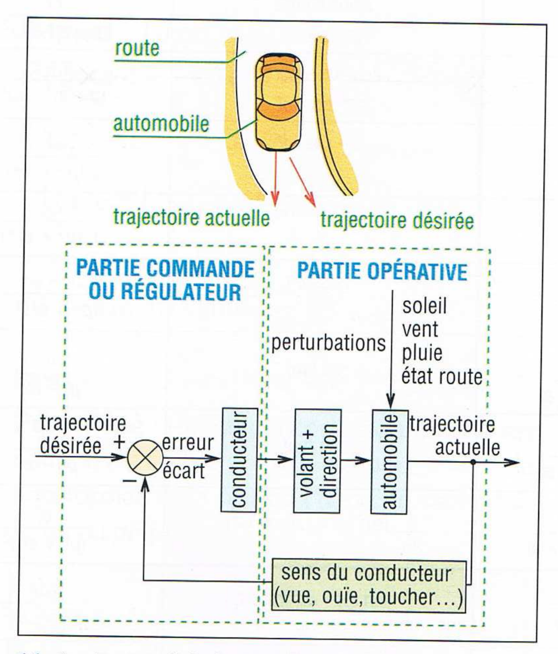
Chaîne directe : ensemble de tous les éléments ou blocs placés entre le comparateur et la sortie réglée.

Chaîne de retour : ensemble des éléments réalisant une relation de retour entre la sortie réglée et le comparateur (capteurs de mesure par exemple).

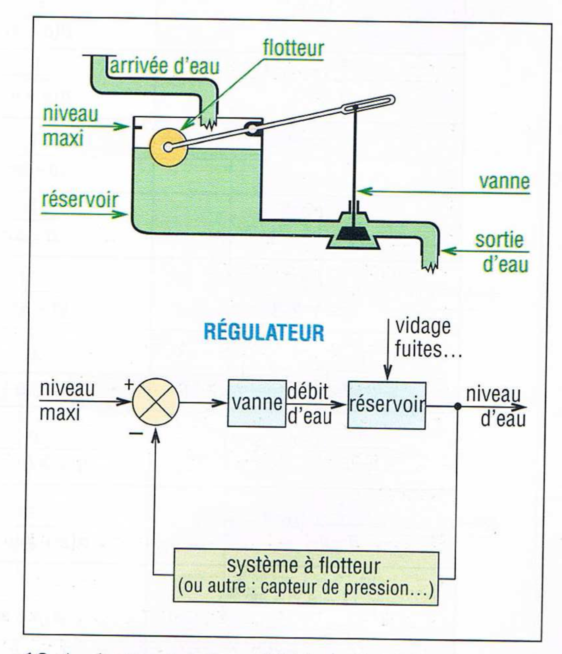
Système en boucle ouverte : il correspond au système en boucle fermée avec une coupure dans la chaîne de retour juste avant le comparateur. Seule la chaîne directe est active.



10. Composants typiques des systèmes asservis.



11. Application de la figure 10 à la conduite d'une automobile.



12. Application de la figure 10 à la régulation du niveau d'un réservoir.

III - Transformée de Laplace

La transformée de Laplace est un des modèles mathématiques les plus utilisés pour comprendre, analyser, décrire et faire la synthèse des systèmes asservis.

1. Transformée de Laplace, notations et définitions

La transformée de Laplace transforme une fonction continue du temps (t) en une fonction d'une variable complexe (p) faisant intervenir la fréquence (ω).

Notations :
L : lettre symbolisant la transformée de Laplace.
$f(t)$: fonction du temps t , telle que $f(t) = 0$ si $t < 0$.
$F(p)$: transformée de Laplace de $f(t)$.
p : variable complexe telle que $p = \sigma + j.\omega = r.e^{j\theta}$.
avec σ et ω variables réelles telles que : $\sigma = r\cos\theta$; $\omega = r\sin\theta$; $r^2 = \sigma^2 + \omega^2$; $\theta = \arg(\omega/\sigma)$.

Remarque : $j = \sqrt{-1}$; $j^2 = -1$

Définition de la transformée de Laplace : $L[f(t)] = F(p) = \int_0^\infty e^{-pt}[f(t)]dt$

Transformées de Laplace de fonctions usuelles

fonction $f(t)$; $t \geqslant 0$	transformée $F(p)$	fonction $f(t)$; $t \geqslant 0$	transformée $F(p)$
impulsion unité (Dirac) $\delta(t)$	1	impulsion (K constante) $K.\delta(t)$	K
échelon unité 1	$\frac{1}{p}$	échelon (K constante) K	$\frac{K}{p}$
rampe unité t	$\frac{1}{p^2}$	rampe $K.t$	$\frac{K}{p^2}$
polynôme t^n	$\frac{n!}{p^{n+1}}$	$\sin \omega t$	$\frac{\omega}{p^2+\omega^2}$
exponentielle e^{-at}	$\frac{1}{p+a}$	$\cos \omega t$	$\frac{p}{p^2+\omega^2}$
$1 - e^{-at}$	$\frac{a}{p(p+a)}$	sinus amorti $e^{-at}.\sin \omega t$	$\frac{\omega}{(p+a)^2+\omega^2}$
$\frac{1}{a}(1-e^{-at})$	$\frac{1}{p(p+a)}$	cosinus amorti $e^{-at}.\cos \omega t$	$\frac{p+a}{(p+a)^2+\omega^2}$
te^{-at}	$\frac{1}{(p+a)^2}$	$1 - \cos \omega t$	$\frac{\omega^2}{p(p^2+\omega^2)}$
t^2e^{-at}	$\frac{2}{(p+a)^3}$	$\omega t - \sin \omega t$	$\frac{\omega^3}{p^2(p^2+\omega^2)}$
t^ne^{-at} $n = 1, 2, 3...$	$\frac{n!}{(p+a)^{n+1}}$	$t.\cos \omega t$	$\frac{p^2-\omega^2}{(p^2+\omega^2)^2}$
$\frac{1}{b-a}(e^{-at}-e^{-bt})$	$\frac{1}{(p+b)(p+a)}$	$\sin h\omega t$	$\frac{\omega}{p^2-\omega^2}$
$\frac{1}{b-a}(be^{-bt}-ae^{-at})$	$\frac{p}{(p+b)(p+a)}$	$\cos h\omega t$	$\frac{p}{p^2-\omega^2}$
$(1+\frac{1}{a-b}(be^{-at}-ae^{-bt}))$	$\frac{ab}{p(p+b)(p+a)}$	$\frac{1}{2\omega}(\sin \omega t + \omega t \cos \omega t)$	$\frac{p^2}{(p^2+\omega^2)^2}$
$\frac{1}{a^2}(1-e^{-at}-ate^{-at})$	$\frac{1}{p(p+a)^2}$	$\sin \omega t - \omega t \cos \omega t$	$\frac{2\omega^3}{(p^2+\omega^2)^2}$
$\frac{1}{a^2}(at-1+e^{-at})$	$\frac{1}{p^2(p+a)}$	$\frac{1}{2\omega}t\sin \omega t$	$\frac{p}{(p^2+\omega^2)^2}$

2. Transformée de Laplace inverse

Notation : L^{-1}

Définition :

$$L^{-1}[F(p)] = f(t)$$

Utilisation : lorsque les fonctions $F(p)$ sont sous forme de fractions, la méthode la plus simple consiste à faire une décomposition en éléments simples de façon à pouvoir exploiter le tableau des transformées des fonctions usuelles.

Exemple : soit $F(p) = \dfrac{p+2}{(p+5)(p+10)}$

Décomposons $F(p)$ en éléments simples à partir de $(p + 5)$ et de $(p + 10)$:

$$F(p) = \frac{p+2}{(p+5)(p+10)} = \frac{A}{p+5} + \frac{B}{p+10}$$

Après réduction au même dénominateur et identification des coefficients, on obtient :

$$F(p) = \frac{A(p+10) + B(p+5)}{(p+5)(p+10)} = \frac{p(A+B) + (10A+5B)}{(p+5)(p+10)} = \frac{-3}{5(p+5)} + \frac{8}{5(p+10)}$$

avec : $A + B = 1$ et $10A + 5B = 2$ qui donne $A = -3/5$ et $B = 8/5$.

Par le tableau des transformées des fonctions usuelles [e^{-at} de transformée $1/(p + a)$], on obtient :

$$L^{-1}[F(p)] = L^{-1}\left[\frac{-3}{5(p+5)}\right] + L^{-1}\left[\frac{8}{5(p+10)}\right] = -\frac{3}{5}e^{-5t} + \frac{8}{5}e^{-10t}$$

3. Propriétés de la transformation de Laplace

a) Transformée de la dérivée et de l'intégrale de $f(t)$

Dans le cas des fonctions (causales) nulles pour $t < 0$: $L[f(t)] = F(p) = \int_0^{\infty} f(t).e^{-pt}\,dt$, intégrons par partie la transformée de la dérivée première $f'(t)$ de $f(t)$.

Rappel : $\int u.dv = u.v - \int v.du$

En posant $v = f(t)$ et $u = e^{-pt}$, on obtient :

$$L[f'(t)] = \int_0^{\infty} \frac{df(t)}{dt}.e^{-pt}dt$$

$$= \left[f(t).e^{-pt}\right]_0^{\infty} - \int_0^{\infty} f(t).(-p.e^{-pt})dt$$

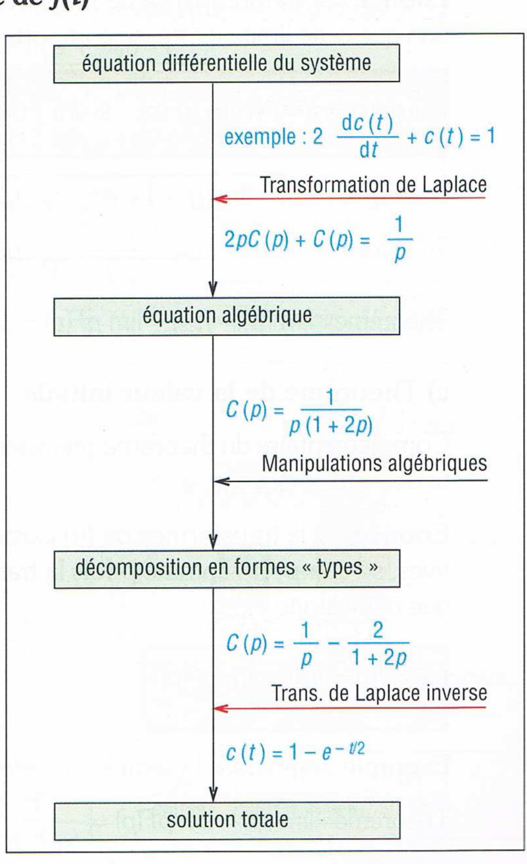
$$= 0 - f(0^+) + p.\int_0^{\infty} f(t).e^{-pt}dt$$

$f(0^+) = \lim_{t \to 0^+} f(t)$: limite de $f(t)$ lorsque t tend vers 0 par valeurs positives.

Propriété : lorsque la condition initiale est nulle, c'est-à-dire si $f(0^+) = 0$ pour $t = 0^+$, la transformée de la dérivée $f'(t)$ de $f(t)$ vaut p fois $L[f(t)]$ ou $pF(p)$.

$$L[f'(t)] = \int_0^{\infty} \frac{df(t)}{dt}.e^{-pt}dt = pF(p) - f(0^+)\ ;$$

lorsque $f(0^+) = 0$, $L[f'(t)] = pF(p)$



13. Utilisation de la transformée de Laplace.

Généralisation aux dérivées seconde, troisième, etc. : si dans une équation différentielle toutes les conditions initiales sont nulles, on peut associer à toute dérivée d'ordre n, une fonction en p de la forme $p^n.F(p)$.

Exemple : à l'équation différentielle du second ordre $\alpha.\dfrac{d^2f(t)}{dt^2} + \beta.\dfrac{f(t)}{dt} + f(t) = 0$, on associe : $F(p).[\alpha.p^2 + \beta.p + 1] = 0$.

Remarque : de la même manière on montre : $L\left[\int_0^t f(t)dt\right] = \dfrac{1}{p}L[f(t)] = \dfrac{F(p)}{p}$

Principales propriétés de la transformée de Laplace	
$L[f(t)] = F(p)$	$L[A.f(t)] = A.F(p)$
$L[f_1(t) \pm f_2(t)] = F_1(p) \pm F_2(p)$	$L[t.f(t)] = -\dfrac{dF(p)}{dp}$
$L[t^2.f(t)] = \dfrac{d^2F(p)}{dp^2}$	$L[t^n.f(t)] = (-1)^n\dfrac{d^nF(p)}{dp^n}$
$L\left[\int_0^t f(t)dt\right] = \dfrac{F(p)}{p}$	$L\left[f\left(\dfrac{t}{a}\right)\right] = a.F(ap)$
$L[f'(t)] = L\left[\dfrac{df(t)}{dt}\right] = p.F(p) - f(0^+)$ $f(0^+)$: t tend vers 0 par valeurs positives	$L[f''(t)] = L\left[\dfrac{d^2f(t)}{dt^2}\right] = p^2.F(p) - p.f(0^+) - \dfrac{df(0^+)}{dt}$
$L\left[\dfrac{d^nf(t)}{dt^n}\right] = p^n.F(p) - p^{n-1}f(0^+) - p^{n-2}f'(0^+) - \ldots - \dfrac{d^{n-1}f(0^+)}{dt^{n-1}}$	$L\left[e^{-at}f(t)\right] = F(p+a)$

b) Théorème de la valeur finale

Le théorème permet d'obtenir la valeur de $f(t)$ lorsque $t \to \infty$, à partir de $pF(p)$ lorsque $p \to 0$.

Énoncé : si la transformée de $f(t)$ existe, la limite de $f(t)$ lorsque t tend vers l'infini, et à la condition que cette limite existe, se comporte comme p fois la transformée $F(p)$ lorsque p tend vers 0.

$$\lim_{t\to\infty} f(t) = f(\infty) = \lim_{p\to 0} pF(p) \quad \text{si } \lim_{t\to\infty} f(t) \text{ existe}$$

Exemple : limite de $f(t) = 1 - e^{-t}$, $t \geq 0$, lorsque $t \to \infty$

Transformée de $f(t)$: $F(p) = \dfrac{1}{p(p+1)}$; $pF(p) = \dfrac{1}{(p+1)}$; $\lim_{p\to 0} pF(p) = \dfrac{1}{0+1} = 1$

Théorème : $\lim_{t\to\infty} f(t) = f(\infty) = \lim_{p\to 0} pF(p) = 1$

c) Théorème de la valeur initiale

Complémentaire du théorème précédent, il permet d'avoir la valeur de $f(t)$ lorsque $t \to 0^+$ à partir de $pF(p)$ lorsque $p \to \infty$.

Énoncé : si la transformée de $f(t)$ existe, la limite de $f(t)$, lorsque t tend vers 0 par valeurs positives, se comporte comme p fois la transformée $F(p)$ lorsque p tend vers l'infini, à la condition que cette limite existe.

$$\lim_{t\to 0^+} f(t) = f(0) = \lim_{p\to\infty} pF(p)$$

Exemple : reprenons l'exemple précédent, $f(t) = 1 - e^{-t}$, $t \geq 0$, lorsque $t \to 0$.

Théorème : $\lim_{t\to 0} f(t) = \lim_{p\to\infty} pF(p) = \dfrac{1}{(p+1)} = 0$

IV - Fonction de transfert (ou transmittance)

La fonction de transfert est une fonction caractéristique du comportement dynamique d'un système ou d'un composant. En automatique, elle est utilisée pour représenter le rapport entre les modules des variables d'entrée et de sortie (d'unités généralement différentes) des systèmes définies par des équations linéaires.

1. Définition et notations

Définition : la fonction de transfert d'un système est définie comme le rapport de la transformée de Laplace de la sortie (réponse) sur celle de son entrée, sous l'hypothèse de conditions initiales nulles (en cas contraire, faire un changement de variable).

$$[\text{Fonction transfert}] = G(p) = \left(\frac{L[\text{sortie}]}{L[\text{entrée}]}\right)_{\text{conditions initiales nulles}} = \frac{Y(p)}{X(p)}$$

Forme générale : soit un système défini par l'équation différentielle (x entrée et y sortie) :

$$a_n\frac{d^ny}{dt^n} + a_{n-1}\frac{d^{n-1}y}{dt^{n-1}} + a_{n-2}\frac{d^{n-2}y}{dt^{n-2}} + \ldots + a_1\frac{dy}{dt} + a_0y = b_0x + b_1\frac{dx}{dt} + \ldots + b_m\frac{d^mx}{dt^m}$$

Si $Y(p)$ est la transformée de $y(t)$ et $X(p)$ celle de $x(t)$, la transformée de l'équation donne :

$a_np^nY(p) + a_{n-1}p^{n-1}Y(p) + \ldots + a_1pY(p) + a_0Y(p) = b_0X(p) + b_1pX(p) + \ldots + b_mp^mX(p)$, où :
$Y(p)[a_np^n + a_{n-1}p^{n-1} + \ldots + a_1p + a_0] = X(p)[b_0 + b_1p + \ldots + b_mp^m]$. Il en résulte :

$$[\text{Fonction transfert}] = G(p) = \frac{Y(p)}{X(p)} = \frac{b_mp^m + b_{m-1}p^{m-1} + \ldots + b_1p + b_0}{a_np^n + a_{n-1}p^{n-1} + \ldots + a_1p + a_0}$$

Si la puissance la plus élevée en p du dénominateur est n, le système est dit d'ordre n.

Autre notation usuelle : $G(p) = \dfrac{Y(p)}{X(p)} = \dfrac{C}{p^\alpha} \cdot \dfrac{1 + b'_1p + b'_2p^2 + \ldots}{1 + a'_1p + a'_2p^2 + \ldots}$

α est appelé classe du système ($\alpha \geq 0$) ; c, a'_i et b'_i sont des constantes réelles.

Remarque : $\lim\limits_{p \to 0} G(p) \approx \dfrac{C}{p^\alpha}$ et $\lim\limits_{p \to \infty} G(p) = C.\dfrac{p^m + \ldots}{p^n + \ldots} \approx \dfrac{C}{p^{n-m}}$

Exemple 1 : déterminons la fonction de transfert d'un système dont les signaux d'entrée $e(t)$ et de sortie $z(t)$ sont liés par : $\dfrac{d^2z}{dt^2} + 5\dfrac{dz}{dt} + 3z = e + \dfrac{de}{dt}$.

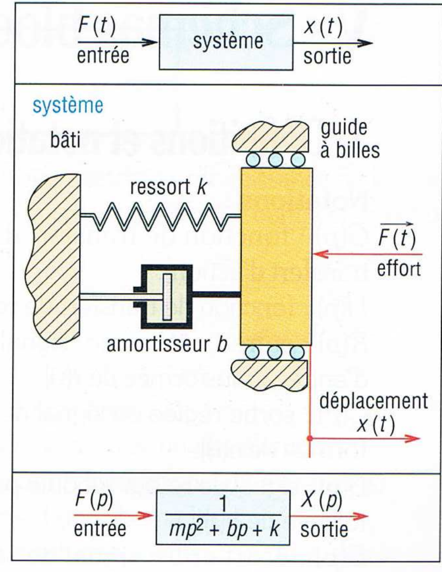
Transformée : $p^2Z(p) + 5pZ(p) + 3Z(p) = E(p) + pE(p)$
ou $Z(p)[p^2 + 5p + 3] = E(p)[1+p]$

Fonction de transfert du système :

$G(p) = \dfrac{Z(p)}{E(p)} = \left[\dfrac{p+1}{p^2 + 5p + 3}\right]$; système d'ordre 2.

Exemple 2 : étude d'un système ressort amortisseur.

L'effort $F(t)$ est amorti par un ensemble ressort (exerce un effort $k.x$) et amortisseur à frottement visqueux. Ce dernier exerce une action $b.x'(t)$ proportionnelle à la vitesse de translation $x'(t)$ de la masse m. Les trois actions sont supposées colinéaires (fig. 14).



14. Système ressort et amortisseur.

Le bâti est supposé fixe et les frottements sont négligés. Sous l'action de $F(t)$, variable d'entrée, la masse m se déplace de $x(t)$, variable de sortie.

Résolution : l'application du principe fondamental de la dynamique à la masse m, donne l'équation différentielle : $F - kx - b\dfrac{dx}{dt} = m\cdot\dfrac{d^2x}{dt^2}$ qui s'écrit encore : $m.\dfrac{d^2x}{dt^2} + b.\dfrac{dx}{dt} + kx = F(t)$

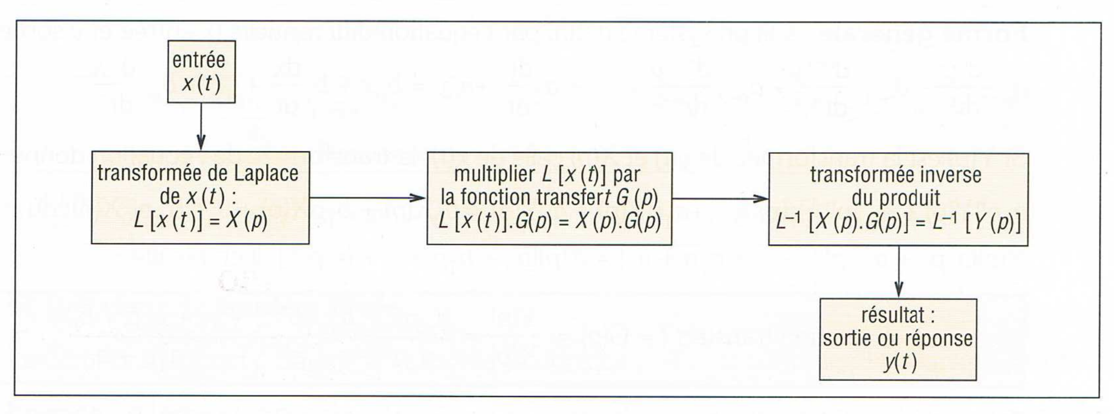
Transformée de Laplace : $mp^2X(p) + bpX(p) + kX(p) = F(p)$

Fonction de transfert :

$$G(p) = \frac{L[\text{sortie}]}{L[\text{entrée}]} = \frac{X(p)}{F(p)} = \frac{1}{mp^2 + bp + k}$$ (système du 2e ordre)

2. Démarche pour déterminer la réponse $y(t)$ d'un système à une entrée $x(t)$

La démarche générale est indiquée figure 15.



15. Utilisation de la fonction de transfert.

Remarque : l'utilisation des fonctions de transfert se limite aux systèmes linéaires et invariants. Une fonction transfert ne fournit pas d'informations sur la structure physique d'un système ; en effet, des systèmes très différents peuvent avoir une même fonction de transfert.

V - Schémas blocs et algèbre correspondant

1. Définitions et notations

Notations :

$G(p)$: fonction de transfert directe (ou de transfert d'action).

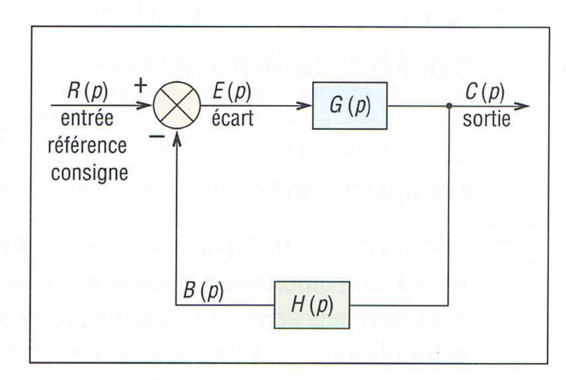
$H(p)$: fonction de transfert de retour.

$R(p)$: entrée, référence, signal ou consigne d'entrée [transformée de $r(t)$].

$C(p)$: sortie réglée ou signal de sortie [transformée de $c(t)$].

$B(p)$: signal de retour modifié par $H(p)$ [transformée de $b(t)$].

$E(p)$: écart entre signal de retour $B(p)$ et consigne $R(p)$ [transformée de $e(t)$].



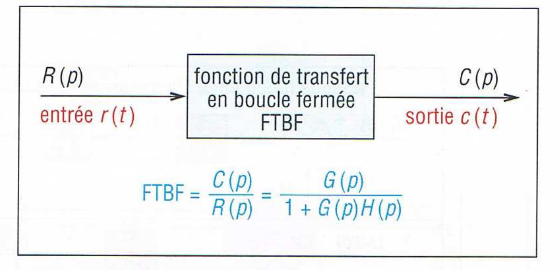
16. Forme canonique des systèmes asservis.

a) Forme canonique

Un système complexe est souvent la combinaison de plusieurs sous-systèmes plus simples ayant chacun une fonction de transfert associée. Compte tenu des liaisons entre blocs, il peut être nécessaire ou intéressant de déterminer la fonction de transfert global de plusieurs blocs ou simplifier un diagramme de base. Il est ainsi possible de ramener n'importe quel système complexe à une forme résultante, appelée forme canonique.

À partir de la forme canonique figure 16, on peut écrire les équations suivantes :

$E(p) = R(p) - B(p)$;
$B(p) = H(p).C(p)$;
$C(p) = G(p).E(p) = G(p).[R(p) - B(p)]$
$= G(p)[R(p) - H(p).C(p)]$
d'où : $C(p) + G(p)H(p)C(p) = G(p)R(p)$
et $C(p)/R(p) = G(p)/[1+G(p)H(p)]$.



17. FTBF du système.

b) Fonction de tranfert du système en boucle fermée ou FTBF

$$\text{FTBF} = \frac{C(p)}{R(p)} = \frac{G(p)}{1 + G(p)H(p)} = \frac{G}{1 + GH}$$

Remarque : pour un retour unitaire, $H(p) = 1$: FTBF' $= \dfrac{G}{1+G}$; si $G >> 1$, alors la FTBF' tend vers 1 et $C(p) \approx R(p)$, autrement dit la sortie $c(t)$ suit la consigne $r(t)$.

c) Fonction de transfert du système en boucle ouverte ou FTBO

Le système en boucle ouverte correspond au système fermé sans boucle de rétroaction, autrement dit, on ouvre ou on fait une coupure dans la chaîne de retour.

Définition : la fonction de transfert du système en boucle ouverte est égale au produit de la fonction de transfert de la chaîne directe $G(p)$ par celle de la chaîne de retour $H(p)$.

FTBO = $G(p)H(p)$
= [fonction transfert chaîne directe] × [fonction transfert chaîne de retour]

d) Relation entre FTBF et FTBO

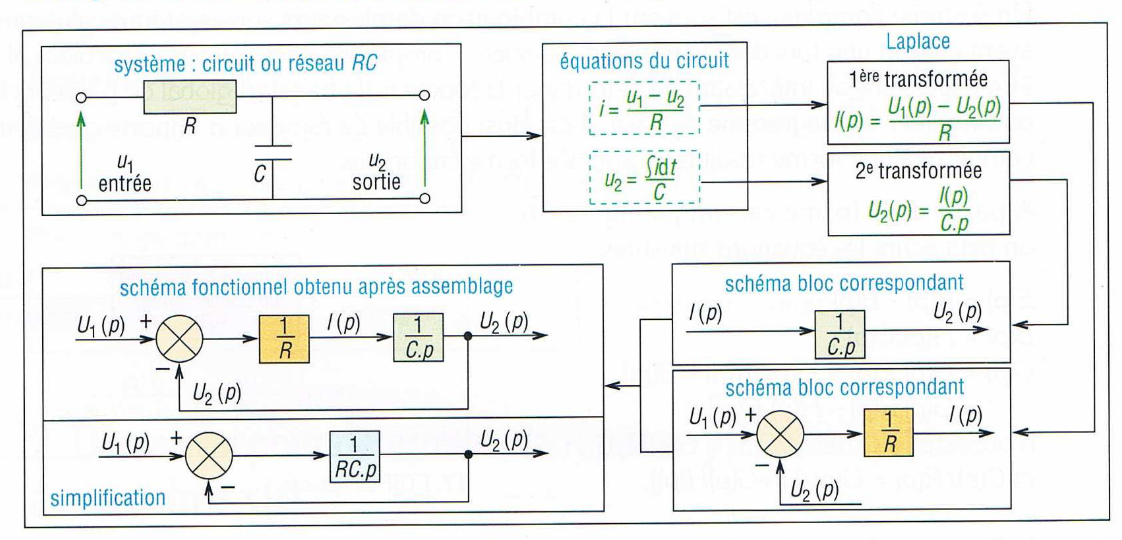
$$\text{FTBF} = \left(\frac{G(p)H(p)}{1 + G(p)H(p)}\right) \cdot \frac{1}{H(p)} = \left(\frac{\text{FTBO}}{1 + \text{FTBO}}\right) \cdot \frac{1}{H(p)} = \frac{G(p)}{1 + \text{FTBO}}$$

Remarque : les théories et méthodes développées par la suite utilisent la connaissance de la fonction de transfert en boucle ouverte (FTBO) pour analyser les performances et le comportement de celle en boucle fermée (FTBF).

2. Tracé des schémas fonctionnels

Pour tracer le schéma fonctionnel d'un système, il faut, dans l'ordre :
- écrire les équations décrivant le comportement dynamique de chacun des éléments ;
- déterminer les transformées de Laplace de chaque équation (conditions initiales nulles) ;
- représenter chaque équation transformée sous la forme d'un schéma bloc ;
- assembler l'ensemble des schémas blocs pour obtenir le schéma fonctionnel du système ;
- simplifier, au besoin, le schéma obtenu et le mettre si possible sous forme canonique.

Exemple : circuit électrique *RC*, voir méthode de tracé figure 18.



18. Détermination du schéma fonctionnel d'un circuit *RC*.

3. Algèbre des schémas blocs - Table de base

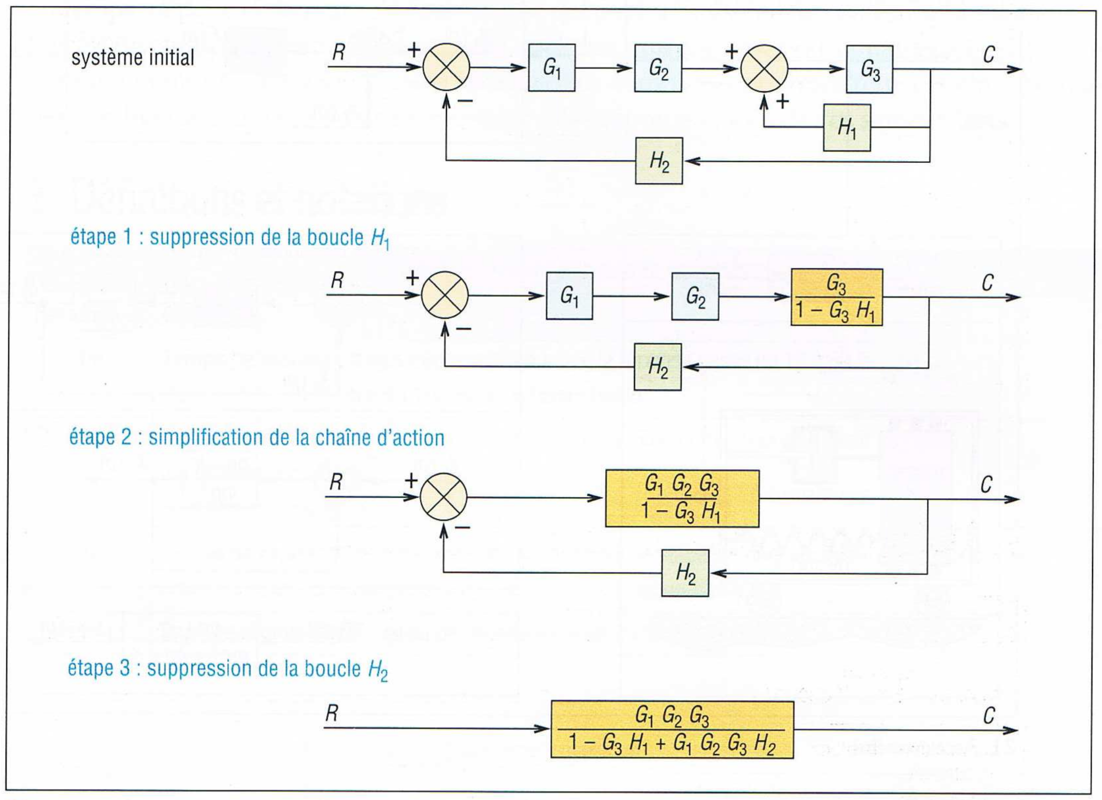
Algèbre des schémas blocs		
type de transformation (équation)	schéma de départ	schéma équivalent
combinaison de blocs en cascade (ou en série) $Z = X\,(G_1 G_2)$ $Z = (G_2 G_1)\,X$	X → G_1 → Y → G_2 → Z ou X → G_2 → Y → G_1 → Z	X → $G_1 G_2$ → Z ou X → $G_2 G_1$ → Z
déplacer un sommateur derrière un bloc $Z = G\,(X + Y)$ ou $Z = G\,(X - Y)$	X (+) sommateur (+ ou −) Y → G → Z	X → G → sommateur (+ ou −) ← G ← Y → Z
déplacer un sommateur devant un bloc $Z = GX + Y$ ou $Z = GX - Y$	X → G → sommateur (+ ou −) Y → Z	X → sommateur (+ ou −) ← $\frac{1}{G}$ ← Y → G → Z
déplacer un point de dérivation devant un bloc $Y = GX$	X → G → Y ; Y	X → G → Y ; Y ← G
déplacer un point de dérivation derrière un bloc $Y = GX$	X → G → Y ; X	X → G → Y ; X ← $\frac{1}{G}$
association d'éléments en parallèle avec suppression d'une boucle $Z = G\,(X - HZ)$	X (+) sommateur (−) Y ← H → G → Z	X → $\frac{G}{1 + GH}$ → Z
ramener le système à un système à retour unité	X (+) sommateur (−) Y ← H → G → Z	X → $\frac{1}{H}$ → sommateur (+/−) → GH → Z

19. Algèbre des schémas blocs. Table de base.

4. Réduction des schémas blocs

a) Exemple 1

Le système complexe initialement proposé figure 20 est réduit en trois étapes successives.



20. Exemple de système complexe à réduire.

Remarques : le signal H_1 arrive sur le sommateur avec un signe +, ce qui donne $1 - G_3H_1$ au dénominateur de l'expression simplifiée de l'étape 1. Un signe – aurait donné $1 + G_3H_1$.

Dans l'étape 2, la fonction de transfert de la chaîne d'action est égale au produit des trois fonctions de transfert de la chaîne d'action de l'étape 1.

b) Exemple 2 : accéléromètre

Le chariot de l'accéléromètre se déplace de $x_1(t)$, variable d'entrée. La masse m, libre de translater à l'intérieur du chariot (frottement négligé), se déplace de $x_2(t)$, variable de sortie. x_2 est mesurée à partir de la position d'équilibre lorsque $x_1 = 0$.

L'étude dynamique du système donne les équations différentielles suivantes :

$$F(t) = m\frac{d^2x_2}{dt^2} \text{ et } F(t) = -b\left(\frac{dx_2}{dt} - \frac{dx_1}{dt}\right) - K(x_2 - x_1)$$

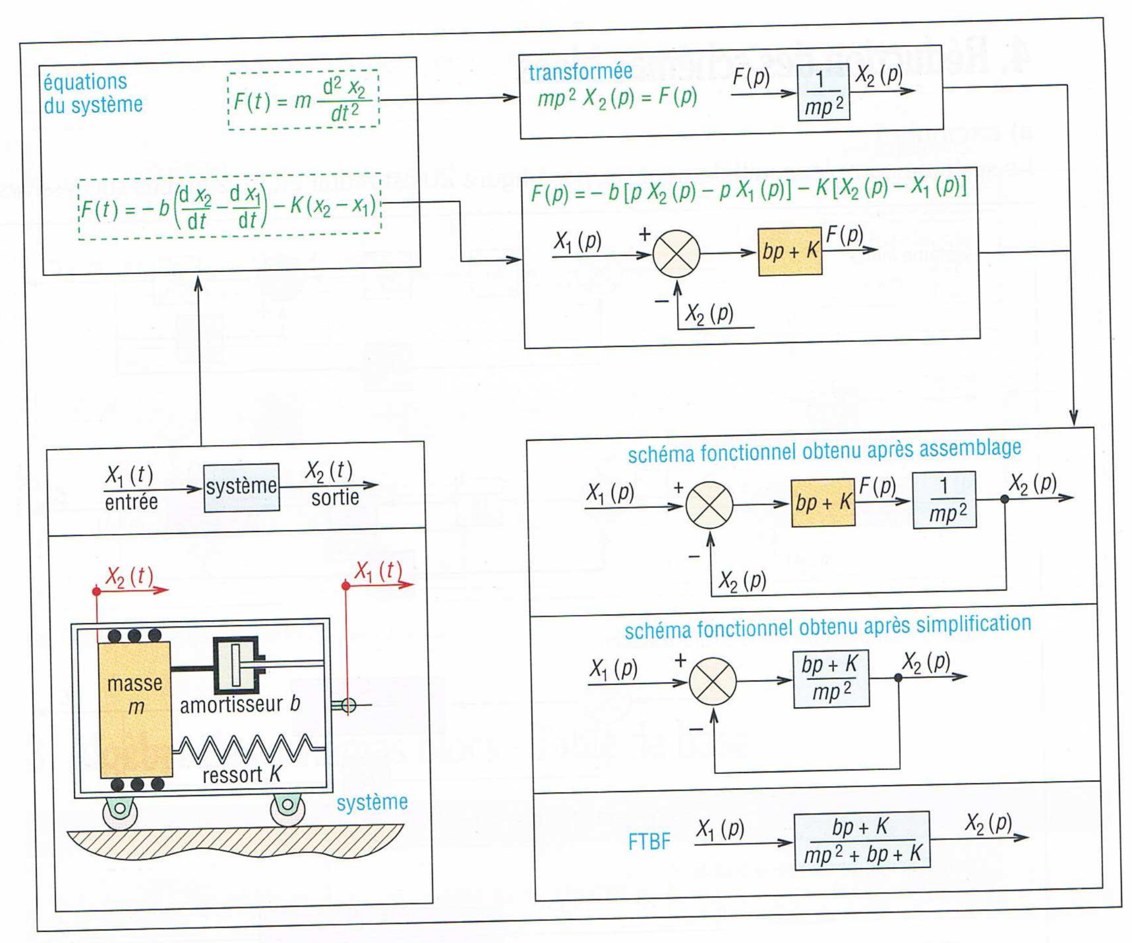
Transformées de Laplace des équations :

$F(p) = mp^2X_2(p)$ et $F(p) = -b[pX_2(p) - pX_1(p)] - K[X_2(p) - X_1(p)]$

en combinant les deux transformées on obtient : $\dfrac{F(p)}{X_2(p)} = mp^2 = (bp + K)\left[\dfrac{X_1(p)}{X_2(p)} - 1\right]$

Après calcul, on obtient la fonction de transfert du système : $\dfrac{X_2(p)}{X_1(p)} = \dfrac{bp + K}{mp^2 + bp + K}$

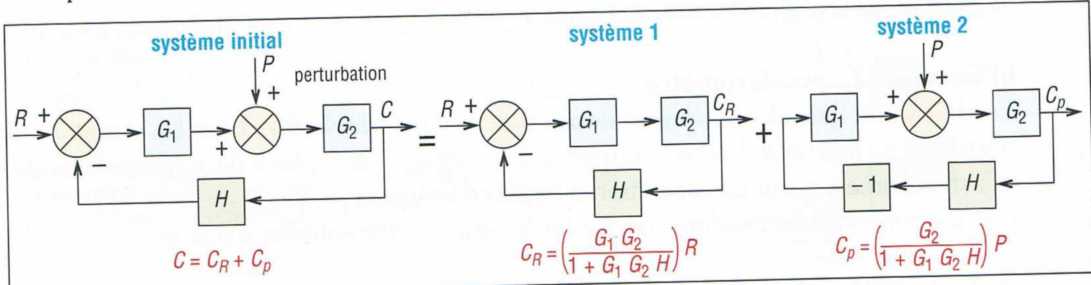
La fonction de transfert peut aussi s'obtenir en simplifiant directement le schéma fonctionnel, voir figure 21.



21. Accéléromètre.

5. Réduction d'un système asservi soumis à une perturbation P

Soit à réduire le système soumis à une perturbation P proposé figure 22.
Ce système comporte deux entrées, R l'entrée de référence et P la perturbation.
Dans la mesure ou le système est linéaire, le problème global peut se ramener à la somme de deux problèmes simples : Système = Système 1 + Système 2.



22. Système soumis à une perturbation.

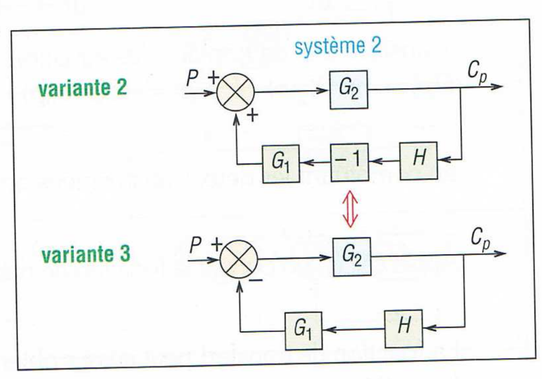
L'addition des deux solutions C_R (système 1) et C_P système 2, donne la réponse totale :

$$C = C_R + C_P = \left(\frac{G_1G_2}{1 + G_1G_2H}\right) R + \frac{G_2P}{(1 + G_1G_2H)}$$

après simplification, on obtient :

$$C = \frac{G_2}{(1 + G_1G_2H)}(G_1R + P)$$

Remarque : le système 2 peut être représenté sous plusieurs formes variantes (**fig. 23**).



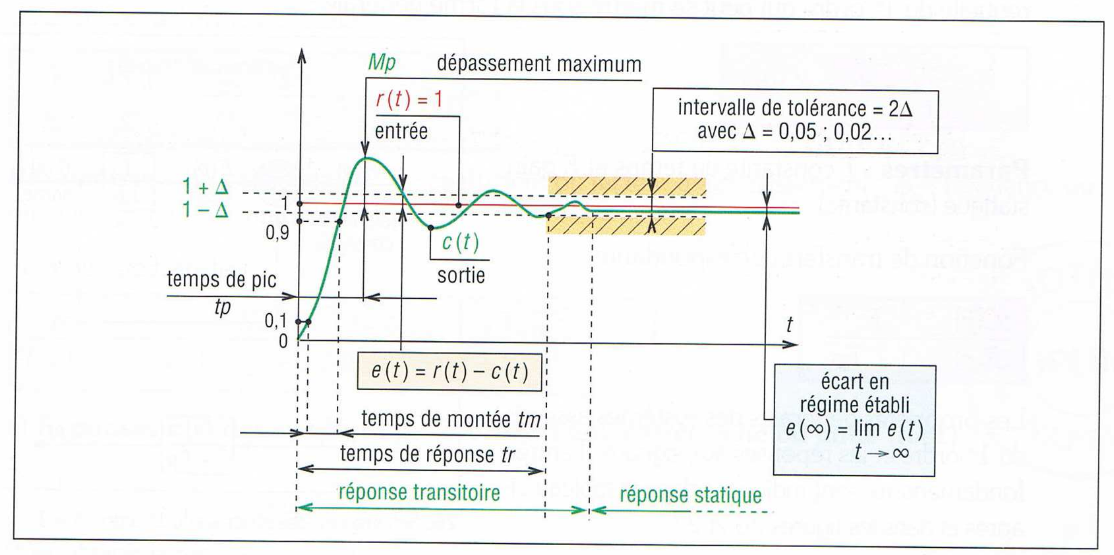
23. Système 2, formes variantes.

VI - Réponses des systèmes asservis

Le comportement dynamique d'un système, c'est-à-dire la façon dont celui-ci réagit au cours du temps, dépend de la nature de son entrée qui peut se présenter sous des formes variées. Les études temporelles usuelles utilisent quelques entrées types ou signaux tests : échelon, rampe, impulsion, sinusoïde… Des réponses plus complexes pourront toujours être obtenues par combinaison linéaire ou « superposition » des réponses types de ces signaux tests.

1. Définitions et notations

Période transitoire : principaux paramètres	
Paramètres	**Définitions**
tm	**Temps de montée** : temps nécessaire pour que la réponse passe de 10 à 90 % (ou 5 à 95 %, ou encore 0 à 100 %) de la valeur finale.
Mp	**Dépassement maximum** : valeur du dépassement maximum mesurée à partir de l'unité (ou de la valeur finale). Peut être exprimé en %.
tr	**Temps de réponse** : temps mis par la réponse pour se stabiliser dans un intervalle compris entre + 5 % et – 5 % (ou entre + 2 % et – 2 %) de la valeur finale.
$e(\infty)$	**Écart en régime établi** : valeur de l'écart $e(t)$ lorsque t tend vers l'infini.



24. Réponse transitoire et réponse statique.

2. Entrées types ou signaux tests fondamentaux

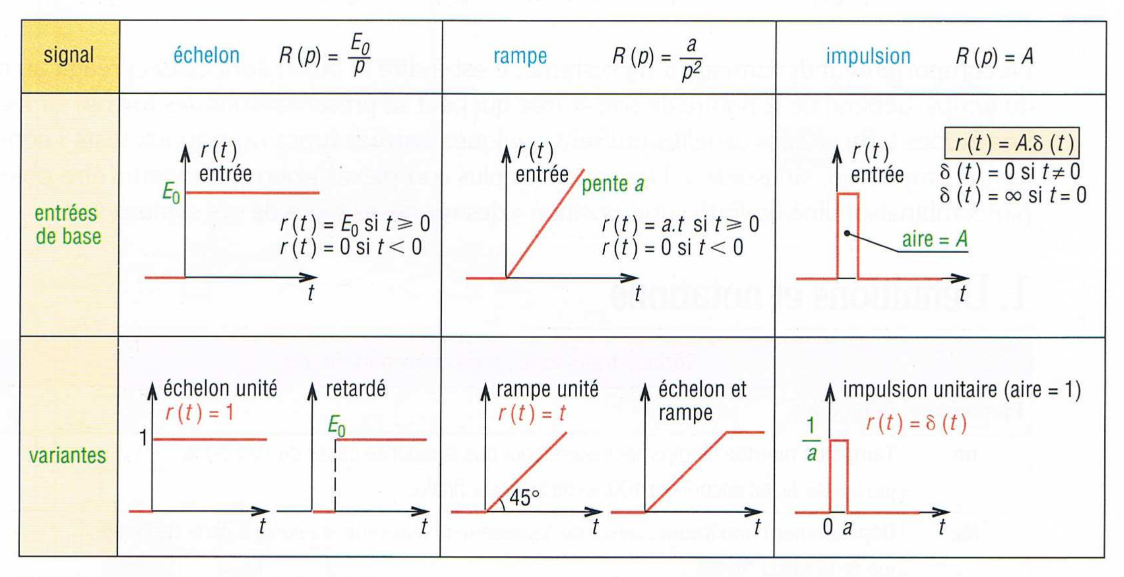
Échelon : l'échelon est le passage instantané d'une entrée stable ou constante à une autre entrée stable ou constante. Par exemple, l'échelon unité correspond au passage de 0 à 1.

La **réponse indicielle** est la réponse d'un système à une entrée échelon unité.

Rampe : entrée variant progressivement, elle permet notamment d'observer la réponse d'un système lors d'un fonctionnement en mode poursuite.

Impulsion : signal d'entrée très court ou bref, mais suffisamment durable pour engendrer une sortie mesurable. L'impulsion permet d'observer la réponse d'un système à une perturbation soudaine et passagère.

Dans le cas d'une impulsion unité, ou impulsion de Dirac, l'aire sous la courbe $r(t) = \delta(t)$, quelle que soit la forme retenue pour celle-ci, est égale à 1.



25. Principaux signaux d'entrée fondamentaux.

3. Réponses des systèmes du 1er ordre aux entrées types

Un système du 1er ordre d'entrée $r(t)$ est un système dont la sortie $c(t)$ obéit à une équation différentielle du 1er ordre qui peut se mettre sous la forme générale :

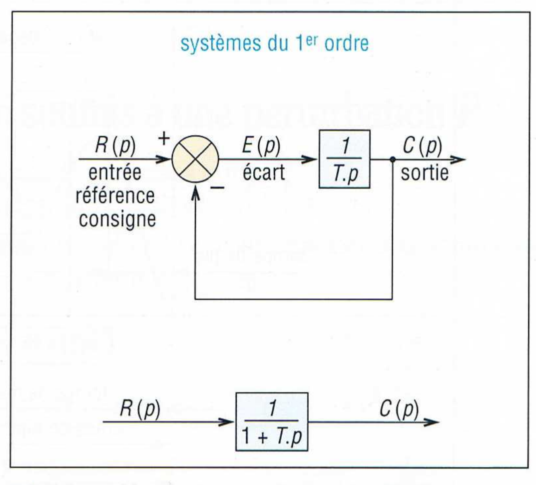
$$T\frac{dc(t)}{dt} + c(t) = K.r(t)$$

Paramètres : T constante du temps et K gain statique (constante).

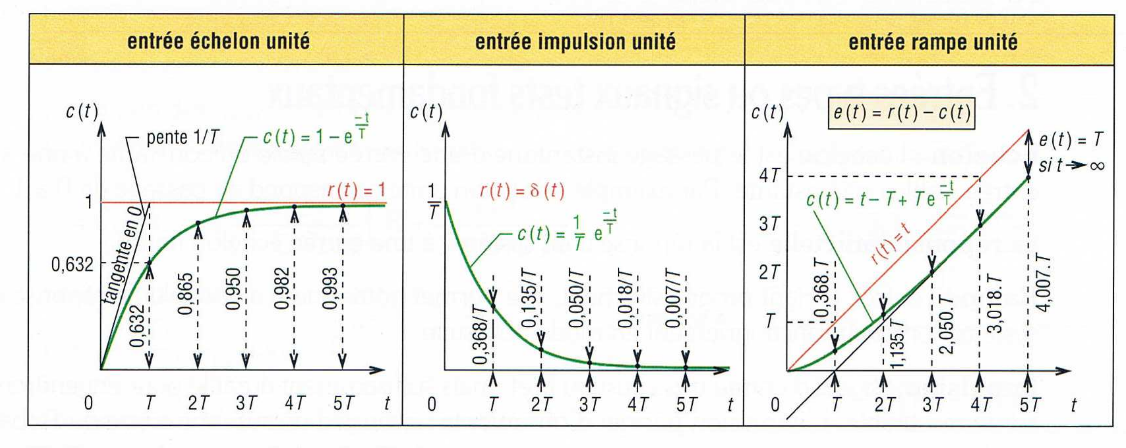
Fonction de transfert correspondante :

$$\frac{C(p)}{R(p)} = \frac{K}{1 + Tp}$$

Les propriétés générales des systèmes asservis du 1er ordre et les réponses aux signaux d'entrée fondamentaux sont indiquées dans le tableau ci-après et dans les figures 26 et 27.



26. Schéma bloc des systèmes du 1er ordre, $K = 1$.



27. Réponses des systèmes du 1er ordre, $K = 1$.

Réponses des systèmes du 1er ordre aux principales entrées usuelles			
Entrée $t \geqslant 0$ [$r(t) = 0$ si $t < 0$]	Échelon $r(t) = E_0$	Rampe $r(t) = at$	Impulsion $r(t) = \delta(t)$
Transformée $R(p)$ de $r(t)$	E_0/p	a/p^2	1
Transformée $C(p) = (\frac{K}{1+Tp})R(p)$	$C(p) = \frac{E_0K}{p(1+Tp)}$	$C(p) = \frac{aK}{p^2(1+Tp)}$	$C(p) = \frac{K}{1+Tp}$
Décomposition en éléments simples	$C(p) = \frac{E_0K}{p} - \frac{E_0KT}{1+Tp}$	$C(p) = \frac{aK}{p^2} - \frac{aKT}{p} + \frac{aKT^2}{1+Tp}$	$C(p) = \frac{K}{1+Tp}$
Réponse $c(t)$ $t \geqslant 0$	$c(t) = E_0K(1 - e^{-t/T})$	$c(t) = aK(t - T + Te^{-t/T})$	$c(t) = \frac{K}{T}e^{-t/T}$
Dérivée de $c(t)$ $\frac{dc(t)}{dt} = c'(t)$	$\frac{dc(t)}{dt} = \frac{E_0K}{T}e^{-t/T}$ $t = 0$, pente $= E_0K/T$ $t = \infty$, pente $= 0$	$\frac{dc(t)}{dt} = aK(1 - e^{-t/T})$ $t = 0$, pente $= 0$ $t = \infty$, pente $= aK$	$\frac{dc(t)}{dt} = -Ke^{-t/T}$ $t = 0$, pente $= -K$ $t = \infty$, pente $= 0$
Écart $e(t) = r(t) - c(t)$ et $e(\infty)$	$e(t) = E_0Ke^{-t/T}$; $e(\infty) = 0$	$e(t) = aKT(1 - e^{-t/T})$ $e(\infty) = T$	si $t \to \infty$ $e(\infty) = 0$

4. Réponses des systèmes du 2e ordre aux entrées types

De nombreux asservissements se comportent comme des systèmes du 2e ordre. Un système du 2e ordre, d'entrée $r(t)$, est un système dont la sortie $c(t)$ obéit à une équation différentielle du 2e ordre de forme générale :

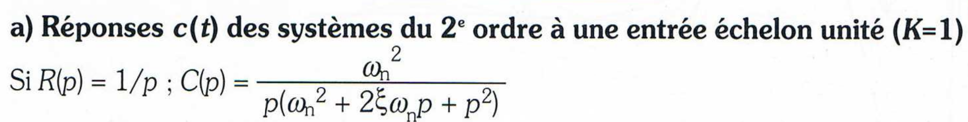
$$\frac{1}{\omega_n^2}\frac{d^2c(t)}{dt} + \frac{2\xi}{\omega_n}\frac{dc(t)}{dt} + c(t) = K.r(t)$$

Paramètres : K : gain statique ; ξ : coefficient ou facteur d'amortissement ; ω_n : fréquence ou pulsation propre non amortie.

Fonction de transfert :

$$\frac{C(p)}{R(p)} = \frac{K}{1 + 2\xi(p/\omega_n) + (p/\omega_n)^2} = \frac{K\omega_n^2}{\omega_n^2 + 2\xi\omega_n p + p^2}$$

a) Réponses $c(t)$ des systèmes du 2e ordre à une entrée échelon unité (K=1)



Si $R(p) = 1/p$; $C(p) = \frac{\omega_n^2}{p(\omega_n^2 + 2\xi\omega_n p + p^2)}$

Pour obtenir la réponse $c(t)$, il faut décomposer $C(p)$ en éléments simples et, à cette fin, déterminer les pôles de la fonction transfert ou zéros du dénominateur. Plusieurs cas sont possibles en fonction des valeurs du paramètre ξ.

$\Delta = b^2 - 4ac = 4\xi^2\omega_n^2 - 4\omega_n^2 = 4\omega_n^2(\xi^2 - 1)$

On a deux racines réelles si $\Delta > 0$, et deux racines ou pôles complexes si $\Delta < 0$.

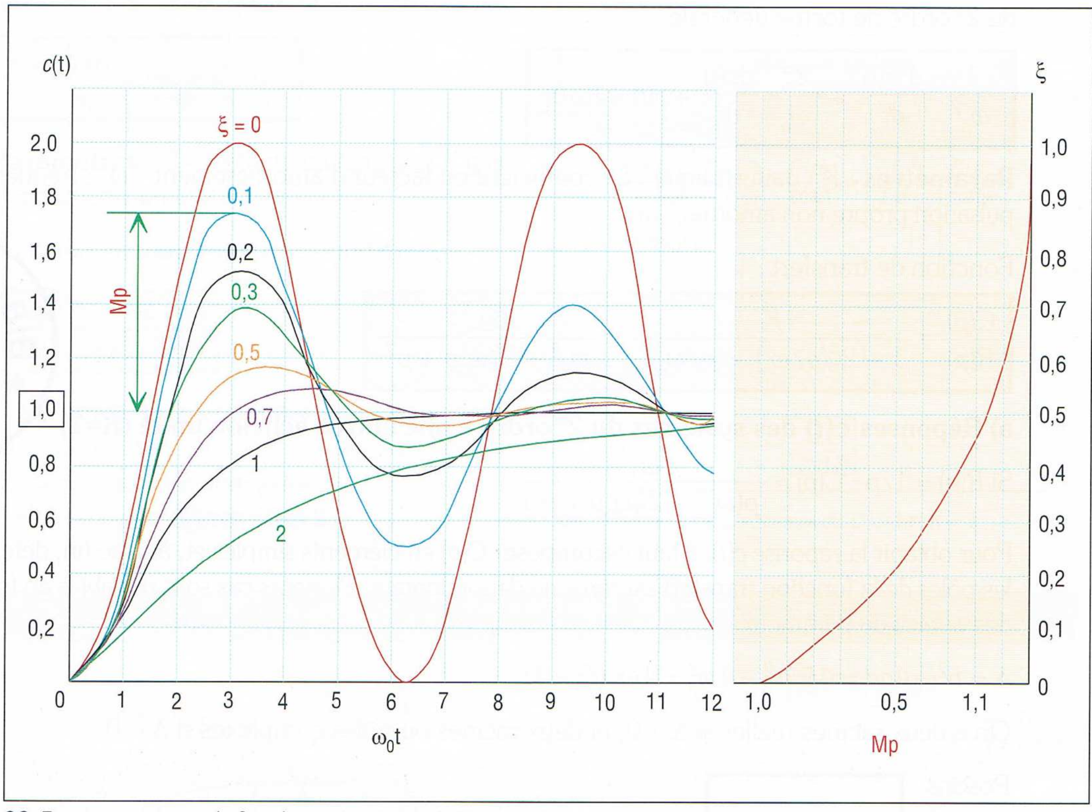
Posons :

$$\omega_d = \omega_n\sqrt{1 - \xi^2}$$

ω_d est appelée pulsation ou fréquence propre amortie du système.

Remarques : ω_n représente la fréquence d'oscillation du système lorsque l'amortissement devient nul. ω_d , observable expérimentalement, est toujours inférieure à ω_n. Si ξ augmente, ω_d diminue ; si $\xi > 1$, la réponse $c(t)$ engendrée n'a plus d'oscillation.

Réponse des systèmes du 2e ordre ($K = 1$) à une entrée échelon unité $r(t) = 1$, $R(p) = 1/p$			
ξ	$\xi > 1$	$\xi = 1$	$0 \leqslant \xi < 1$
$\Delta = 4\omega_n^2(\xi^2 - 1)$	$\Delta > 0$	$\Delta = 0$	$\Delta < 0$
Racines p_1 et p_2	p_1 et p_2 réelles $p_1 = -\xi\omega_n - \omega_n\sqrt{\xi^2-1}$ $p_2 = -\xi\omega_n + \omega_n\sqrt{\xi^2-1}$	racine double réelle : $p_1 = p_2 = -\omega_n$	2 pôles complexes conjugués p_1 et p_2 $p_1 = -\xi\omega_n - j\omega_d$ $p_2 = -\xi\omega_n + j\omega_d$
$C(p)$	$\dfrac{\omega_n^2}{p(p-p_1)(p-p_2)}$	$\dfrac{\omega_n^2}{p(p-\omega_n)^2}$	$\dfrac{\omega_n^2}{p[(p+\xi\omega_n)^2+\omega_d^2]}$
Décomposition	Fait partie des transformées usuelles (voir page 536)	Fait partie des transformées usuelles	$\dfrac{1}{p} - \dfrac{\xi\omega_n}{(p+\xi\omega_n)^2+\omega_d^2} - \dfrac{p+\xi\omega_n}{(p+\xi\omega_n)^2+\omega_d^2}$
$c(t)$ avec $t \geqslant 0$	$1 + \dfrac{\omega_n}{2\sqrt{\xi^2-1}}\left(\dfrac{e^{p2t}}{p_2} - \dfrac{e^{p1t}}{p_1}\right)$	$1 - e^{-\omega nt}(1+\omega_n t)$	$1 - \dfrac{\xi}{\sqrt{1-\xi^2}} e^{-\xi\omega_n t}\sin\omega_d t - e^{-\xi\omega_n t}\cos\omega_d t$
Écart $e(t) = c(t) - r(t)$	$\dfrac{\omega_n}{2\sqrt{\xi^2-1}}\left(\dfrac{e^{p2t}}{p_2} - \dfrac{e^{p1t}}{p_1}\right)$	$-e^{-\omega nt}(1+\omega_n t)$	$e^{-\xi\omega_n t}\left(\cos\omega_d t + \dfrac{\xi}{\sqrt{1-\xi^2}}\sin\omega_d t\right)$ Lorsque $t \to \infty$, $e(t) = 0$
Remarques	Si $\xi >> 1$ l'une des deux exponentielles de $c(t)$ décroît plus rapidement que l'autre et peut être négligée.		Si $\xi = 0$, la réponse n'est plus amortie et les oscillations continuent indéfiniment avec $\omega_n = \omega_d$ et $c(t) = 1 - \cos\omega_n t$ ($t \geqslant 0$)



28. Réponses systèmes du 2e ordre à une entrée échelon unité.

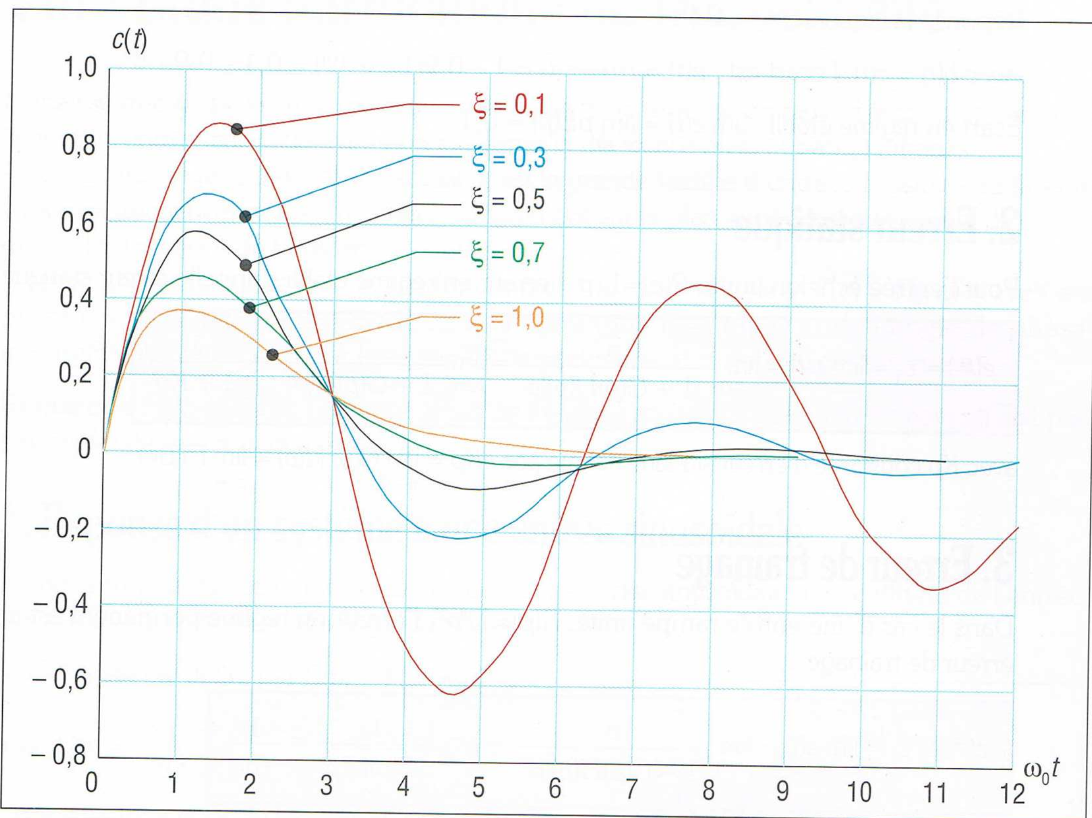
Principaux paramètres de la période transitoire :

Temps de réponse : $tr = 4T = \dfrac{4}{\xi\omega_n}$ (critère ± 2 %) ; $tr = 3T = \dfrac{3}{\xi\omega_n}$ (critère ± 5 %)

Dépassement : $Mp = c(\pi/\omega_d) - 1 = e^{-(\xi/\sqrt{1-\xi^2})\pi}$; pour $\xi = 0$, $Mp_{maxi} = 1$ (ou 100 %) ;
si $0,4 < \xi < 0,8$, alors $25\,\% > Mp > 2,5\,\%$

b) Réponses *c(t)* des systèmes du 2e ordre à une entrée impulsion

Réponses des systèmes du 2e ordre ($K = 1$) à une entrée impulsion $r(t) = \delta(t)$ ou $R(p) = 1$	
$C(p)$	$\dfrac{1}{1 + 2\xi(p/\omega_n) + (p/\omega_n)^2} = \dfrac{\omega_n^2}{\omega_n^2 + 2\xi\omega_n p + p^2}$
$c(t)$ $0 \leqslant \xi < 1$	$\dfrac{\omega_n}{\sqrt{1-\xi^2}}\, e^{-\xi\omega_n t} \sin \omega_n \sqrt{1-\xi^2}.t$ avec $t \geqslant 0$
$c(t)$ $\xi = 1$	$\omega_n^2 t e^{-\omega_n t}$ avec $t \geqslant 0$
$c(t)$ $\xi > 1$	$\dfrac{\omega_n}{2\sqrt{\xi^2-1}}\, e^{-(\xi - \sqrt{\xi^2-1})\,\omega_n t} - \dfrac{\omega_n}{2\sqrt{\xi^2-1}}\, e^{-(\xi - \sqrt{\xi^2-1})\,\omega_n t}$ avec $t \geqslant 0$
$c(t)_{maxi}$ $0 < \xi < 1$	$\omega_n \exp\left(-\dfrac{\xi}{\sqrt{1-\xi^2}} \tan^{-1} \dfrac{\sqrt{1-\xi^2}}{\xi}\right)$



29. Réponses des systèmes du 2e ordre à une entrée impulsion unité.

VII - Précision des systèmes asservis, erreurs et écarts

L'écart $e(t)$ traduit la précision d'un système. L'écart en régime permanent ou établi $e(\infty)$ est égal à la valeur de $e(t)$ lorsque t tend vers l'infini.

La valeur des écarts en régime établi correspondant aux entrées types (échelon, rampe, parabolique…) est indicative du comportement des systèmes. Un système peut avoir un écart en régime établi acceptable avec certaines entrées et non tolérable avec d'autres.

1. Erreur en régime permanent ou établi (e_∞)

Pour un système mis sous forme canonique (**fig. 16**, p. 540), la relation entre $e(t)$ l'écart, $r(t)$ l'entrée ou consigne, et $b(t)$ la sortie mesurée, s'écrit : $e(t) = r(t) - b(t)$

Transformée : $E(p) = R(p) - B(p) = R(p) - H(p)C(p) = R(p) - H(p)G(p)E(p)$

$E(p)[1+G(p)H(p)] = R(p)$ ou $E(p) = R(p)/[1+G(p)H(p)]$

En utilisant le théorème de la valeur finale, on obtient l'erreur en régime permanent :

$$e(\infty) = \lim_{t\to\infty} e(t) = \lim_{p\to 0} pE(p) = \lim_{p\to 0} \frac{pR(p)}{1 + G(p)H(p)} = \lim_{p\to 0} \frac{pR(p)}{1 + \text{FTBO}}$$

Exemple : système défini par $C(p) = \dfrac{9}{p + 10} R(p)$

Avec une entrée échelon unité $R(p) = 1/p$: $C(p) = \dfrac{9}{p(p + 10)}$

La transformée inverse de $C(p)$ donne : $c(t) = 0{,}9(1 - e^{-10t})$

Réponse statique : $c(\infty) = 0{,}9$.

Avec $b(t) = c(t)$, l'écart est : $e(t) = r(t) - c(t) = 1 - 0{,}9(1 - e^{-10t}) = 0{,}1 - 0{,}9e^{-10t}$

Écart en régime établi : $\lim_{t\to\infty} e(t) = \lim_{p\to 0} pE(p) = 0{,}1$.

2. Erreur statique

Pour l'entrée échelon unité, $R(p)=1/p$, l'erreur en régime établi s'appelle erreur statique :

$$e(\infty) = \varepsilon_0 = \lim_{t\to\infty} e(t) = \lim_{p\to 0} \frac{p}{[1 + G(p)H(p)]p} = \lim_{p\to 0} \frac{1}{1 + G(p)H(p)} = \frac{1}{1 + Kp}$$

avec Kp constante d'erreur statique définie par : $Kp = \lim_{p\to 0} G(p)\,H(p) = \lim_{p\to 0} \text{FTBO}$.

3. Erreur de traînage

Dans le cas d'une entrée rampe unité, $R(p)=1/p^2$, l'erreur en régime permanent est appelée erreur de traînage :

$$e(\infty) = \varepsilon_1 = \lim_{t\to\infty} e(t) = \lim_{p\to 0} \frac{p}{[1 + G(p)H(p)]p^2} = \lim_{p\to 0} \frac{1}{pG(p)H(p)} = \frac{1}{Kv}$$

avec Kv constante d'erreur de traînage définie par : $Kv = \lim_{p\to 0} pG(p)H(p) = \lim_{p\to 0} p.\text{FTBO}$.

4. Erreur en accélération

De la même manière, pour une entrée parabolique $r(t) = t^2/2$ avec $R(p)=1/p^3$, on définit une erreur en accélération :

$$e(\infty) = \varepsilon_2 = \lim_{p\to 0} \frac{p}{[1 + G(p)H(p)]p^3} = \lim_{p\to 0} \frac{1}{p^2G(p)H(p)} = \frac{1}{Ka}$$

avec Ka constante d'erreur en accélération : $Ka = \lim_{p\to 0} p^2G(p)H(p) = \lim_{p\to 0} p^2.\text{FTBO}$.

Remarques : dans le cas d'une FTBO = $G(p)H(p) = \frac{K(1 + T_a p)(1 + T_b p)\ldots(1 + T_m p)}{p^\alpha(1 + T_1 p)(1 + T_2 p)\ldots(1 + T_p p)}$; le système est du type 0, type 1, type 2…, lorsque respectivement $\alpha = 0$, $\alpha = 1$, $\alpha = 2$… ; pour ce cas, $Kp = Kv = Ka = K$.

Type du système	Erreur en régime établi $e(\infty)$		
	Entrée échelon $r(t) = 1$ Erreur statique ε_0	Entrée rampe $r(t) = t$ Erreur de traînage ε_1	Entrée parabolique $r(t) = t^2/2$ Erreur en accélération ε_2
0	$\varepsilon_0 = 1/(1 + K)$	$\varepsilon_1 = \infty$	$\varepsilon_2 = \infty$
1	$\varepsilon_0 = 0$	$\varepsilon_1 = 1/K$	$\varepsilon_2 = \infty$
2	$\varepsilon_0 = 0$	$\varepsilon_1 = 0$	$\varepsilon_2 = 1/K$

Un système de type 0 est incapable de suivre une entrée rampe en réponse statique. De façon générale, pour diminuer l'erreur statique ou augmenter la précision, il faut augmenter la classe du système et accroître le gain.

VIII - Étude harmonique ou fréquentielle

L'analyse fréquentielle ou harmonique est l'étude de la réponse en régime établi d'un système ayant une entrée sinusoïdale dont on fait varier la fréquence ou la pulsation ω(rad/s).
L'un des avantages du signal sinusoïdal, c'est la grande variété d'entrées possibles en faisant varier les fréquences et les amplitudes, notamment sur le plan expérimental (permet de déterminer des fonctions de transfert inconnues…).
L'étude nécessite l'utilisation d'une fonction de transfert complexe $F(p) = F(j.\omega) = F.e^{j\varphi}$ en posant $p = j\omega$. Les tracés (Bode…) de l'amplitude $F = |F(j\omega)|$ et de l'angle de phase $\varphi = \arg F(j.\omega)$ sont utilisés pour analyser le comportement et la stabilité des systèmes.

Remarque : le module ou l'intensité $|F(j\omega)|$ de $F(j.\omega)$ est souvent appelé gain, ce gain ne doit pas être confondu avec le gain statique K.

1. Réponse d'un système à une entrée sinusoïdale

À une entrée sinusoïdale donnée correspond une sortie sinusoïdale qui ne diffère de l'entrée que par son amplitude et son angle de phase.

Soit un système défini par $C(p) = F(p).R(p)$

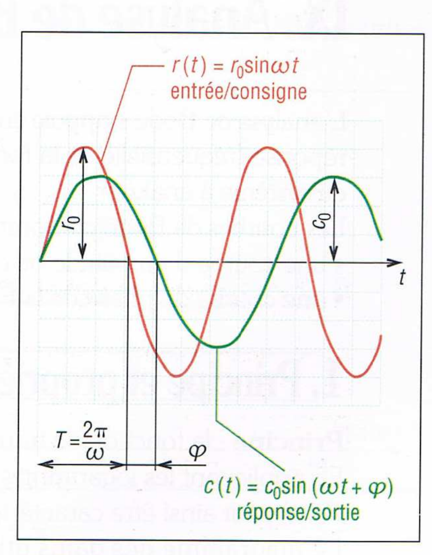
avec $F(p) = \frac{K(p - z_1)(p - z_2)\ldots(p - z_m)}{(p - p_1)(p - p_2)\ldots(p - p_n)}$

Les p_i sont les n pôles du système et les z_i les m zéros.
Choisissons une entrée sinusoïdale de forme générale $r(t) = r_0.\sin\omega t$; amplitude r_0 ; pulsation ω ; la fonction de transfert de cette entrée est : $R(p) = \frac{r_0\omega}{p^2 + \omega^2}$

$$C(p) = F(p).R(p) = \frac{K(p - z_1)(p - z_2)\ldots(p - z_m)}{(p - p_1)(p - p_2)\ldots(p - p_n)} \cdot \frac{r_0\omega}{(p^2 + \omega^2)}$$

Après décomposition en éléments simples on obtient :

$C(p) = \Sigma$ termes transitoires forme $\left(\frac{K_i}{p - p_i}\right)$ + terme statique forme $\left(\frac{\alpha p + \beta}{p^2 + \omega^2}\right)$



30. Réponse à une entrée sinusoïdale.

Si le système est stable et lorsque t tend vers l'infini, les termes transitoires disparaissent ou tendent vers 0, seuls les termes statiques subsistent. La réponse obtenue (Laplace inverse) est de la forme :

$$c(t) = r_0\,|F(j\omega)|\,\sin(\omega t + \varphi) = c_0 \sin(\omega t + \varphi) \quad \text{avec } \varphi = \arg F(j\omega)$$

La sortie $c(t)$ dépend uniquement de l'intensité de $|F(j\omega)|$ et de la phase φ de $F(j\omega)$.

2. Étude harmonique ou fréquentielle des systèmes du 1er ordre

Reprenons le système général du premier ordre vu au paragraphe VI-3.

Fonction de transfert : $F(p) = \dfrac{K}{1 + Tp}$; K = gain statique (constante) ; T = constante du temps.

Avec une entrée sinusoïdale $r(t) = r_0 \sin\omega t$, la réponse est de la forme : $c(t) = c_0 \sin(\omega t + \varphi)$.

Déterminons c_0 et φ en posant $p = j.\omega$ dans la fonction de transfert.

$$F(j\omega) = \frac{K}{1 + Tp} = \frac{K}{1 + j\omega T} = \frac{K(1 - j\omega T)}{(1 + j\omega T)(1 - j\omega T)} = \frac{K(1 - j\omega T)}{1 + \omega^2 T^2} = \frac{K}{1 + \omega^2 T^2} - j.\frac{K\omega T}{1 + \omega^2 T^2}$$

Le module (ou gain) est égal à la racine carrée des parties réelles et imaginaires au carré.

$$|F(j\omega)|^2 = |\mathrm{Re}(\omega)|^2 + |\mathrm{Im}(\omega)|^2 = \frac{K^2}{(1 + \omega^2 T^2)^2} + \frac{K^2\omega^2 T^2}{(1 + \omega^2 T^2)^2} = \frac{K^2}{1 + \omega^2 T^2}$$

$$|F(j\omega)| = \sqrt{\frac{K^2}{1 + \omega^2 T^2}} = \frac{K}{\sqrt{1 + \omega^2 T^2}} = \frac{c_0}{r_0}$$

d'où : $$c_0 = \frac{K r_0}{\sqrt{1 + \omega^2 T^2}}$$

$$\arg F(j.\omega) = \varphi(\omega) = \tan^{-1}\left(\frac{\mathrm{Im}(\omega)}{\mathrm{Re}(\omega)}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{-K\omega T}{K}\right)$$

d'où : $$\varphi(\omega) = -\tan^{-1}(\omega T)$$

Remarque : $F(j\omega) = \dfrac{K}{1 + j\omega T} = \dfrac{K}{\sqrt{1 + \omega^2 T^2}} e^{-j\varphi}$

IX. Analyse de Bode

L'analyse de Bode s'appuie sur les représentations graphiques en échelles logarithmiques de la réponse fréquentielle de la fonction de transfert en boucle ouverte FTBO = $G(p)H(p)$= $GH(j\omega)$ du système à analyser.

Les courbes de Bode comprennent deux tracés ou graphes fonction de la fréquence ω :

- une courbe d'amplitude ou de gain de la FTBO, ou diagramme (ou lieu) des gains,
- une courbe de phase de la FTBO, ou diagramme (ou lieu) des phases.

1. Principe et propriétés

Principe : la fonction de transfert peut être écrite sous la forme : $F(j\omega) = |F(j.\omega)|e^{j\varphi}$

En appliquant les logarithmes népériens on obtient : $\ln F(j.\omega) = \ln|F(j.\omega)| + j\varphi(\omega)$

$F(j.\omega)$ peut ainsi être caractérisée et analysée à partir de : $\ln|F(j.\omega)|$ et $\varphi(\omega)$.

Le diagramme des gains utilise les logarithmes décimaux et le gain de Bode, défini par $20\log_{10}|F(j.\omega)|$, unités les décibels dB, est tracé en fonction de $\log\omega$.

La phase $\varphi(\omega)$ est tracée dans un autre système d'axes en fonction de $\log\omega$. Les deux graphes sont généralement mis en correspondance l'un sous l'autre sur un même diagramme.

Propriété, éléments en série : pour un système composé d'éléments en série, la fonction de transfert globale $G(p)$ est le produit des fonctions de transfert $G_i(p)$ de chaque élément :
$G(p) = G_1(p).G_2(p).G_3(p)... = G(j.\omega) = G_1(j.\omega).G_2(j.\omega).G_3(j.\omega)...$
Amplitude ou gain correspondant : $|G(j.\omega)| = |G_1(j.\omega)|.|G_2(j.\omega)|.|G_3(j.\omega)|...$

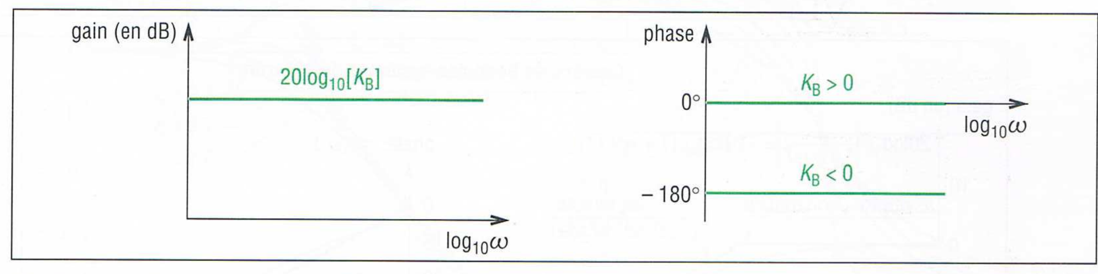
Le gain de Bode du système est égal à la somme des gains respectifs de chaque élément :
$20\log_{10}|G(j.\omega)| = 20\log_{10}|(G_1(j.\omega)| + 20\log_{10}|G_2(j.\omega)| + 20\log_{10}|G_3(j.\omega)| + ...$

La phase du système est obtenue en additionnant les phases de chacun des éléments :
$$\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 + ...$$

Propriétés du graphe des gains :
Décade de fréquence : si un nombre X est multiplié par 10, sa valeur en décibel augmente de 20.
Autrement dit : $20\log_{10}[X.10^n] = 20\log_{10}X + 20n$
Octave de fréquence : si un nombre X est multiplié par 2, sa valeur correspondante en décibel augmente de 6,02. Autrement dit :
$20\log_{10}[X.2] = 20\log_{10}X + 6,02$

2. Courbes de Bode d'une constante K_B

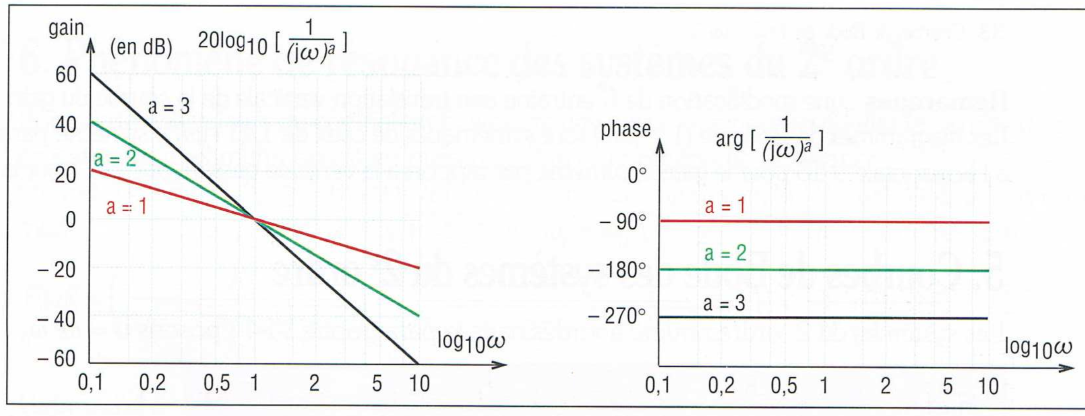
La constante K_B a pour gain $20\log_{10}|K_B|$ et pour phase $\varphi = 0°$ si K_B est positif ; $\varphi = -180°$ si K_B est négatif. Les courbes de Bode correspondantes sont des droites horizontales (**fig. 31**).



31. Courbes de Bode d'une constante K_B.

3. Courbes de Bode de $[1/(j\omega)^a]$

On est dans le cas des intégrateurs ou pôles d'ordre a à l'origine (a entier ⩾ 0) et les courbes de Bode correspondantes sont des droites (**fig. 32**).



32. Courbes de Bode de $1/(j\omega)^a$.

Gain de Bode : $20\log_{10}\left|\frac{1}{(j\omega)^a}\right| = -a.20\log_{10}|j\omega| = -20\,a\log\omega$ (en dB).

Angle de phase : $\varphi = \arg[\,1/(j\omega)^a\,] = -\,a.90°$.

Remarque : dans le cas des dérivateurs $[(j\omega)^a]$, a entier ⩾ 0, ou zéros d'ordre a, les courbes de Bode obtenues sont symétriques des précédentes par rapport aux axes horizontaux 0 dB et 0°. Par exemple, pour $a = 1$, la droite du gain passe par les points [0,1 ; – 20] et [1 ; 0] ; phase 90°…

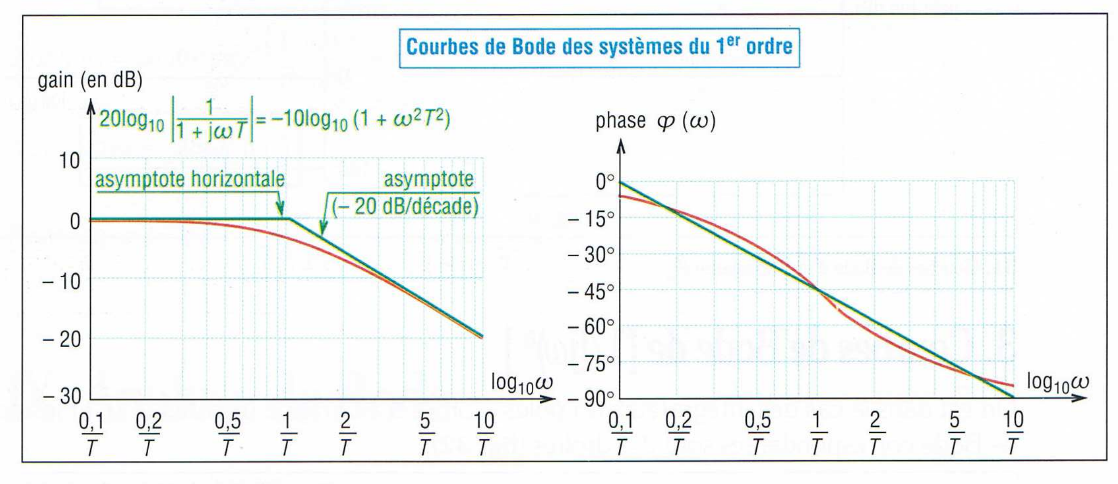
4. Courbes de Bode des systèmes du 1er ordre

Les systèmes du 1er ordre ont été abordés aux paragraphes VI-3 et VIII-2.

Rappels : $F(j\omega) = \dfrac{K}{1 + j\omega T} = \dfrac{K}{\sqrt{1 + \omega^2 T^2}}\,e^{-j\varphi}$;

module : $|F(j.\omega)| = K.\left|\dfrac{1}{1 + j\omega T}\right| = \dfrac{K}{\sqrt{1 + \omega^2 T^2}}$; phase : $\varphi = \arg F(j\omega) = -\,\text{arctg}(\omega T)$.

Bode : systèmes du 1er ordre	basses fréquences $\omega^2T^2 << 1$ ou $\omega << 1/T$	hautes fréquences $\omega^2T^2 >> 1$ ou $\omega >> 1/T$	moyennes fréquences $\omega^2T^2 = 1$ ou $\omega_0 = 1/T$
$F(j.\omega) = K/(1 + j\omega T)$	$\approx K$	$\approx K/j\omega T$	$K/(1 + j\omega T)$
$20\log_{10}\|F(j\omega)\|$	$20\log_{10}K$	$20\log_{10}(K/\omega T)$ $= 20\log_{10}K - 20\log_{10}\omega T$	$20\log_{10}(K/\sqrt{2})$ $= 20\log_{10}K - 3{,}01$ dB
$\varphi = \arg F(j\omega)$	$\arg K \approx 0$	$\arg K - \arg j\omega T \approx -\,90°$	$-\arg[K/(1 + j)] = -\,45°$
asymptote à la courbe de gain	horizontale passant par $20\log_{10}K$ (ou 0 dB si $K = 1$)	pente de – 20 dB par décade, passant par $20\log_{10}K$ pour $\omega = 1/T$	



33. Courbes de Bode de $1/(1 + j\omega T)$.

Remarques : une modification de K entraîne une translation verticale de la courbe du gain.
Les diagrammes de Bode de $(1 + j\omega T)$ sont symétriques de ceux de $1/(1+j\omega T)$, symétrie par rapport à l'horizontale 0 dB pour le gain et symétrie par rapport à la verticale passant par $1/T$ pour la phase.

5. Courbes de Bode des systèmes du 2e ordre

Les systèmes du 2e ordre ont été abordés dans le paragraphe VI-4 ; posons $u = \omega/\omega_0$:

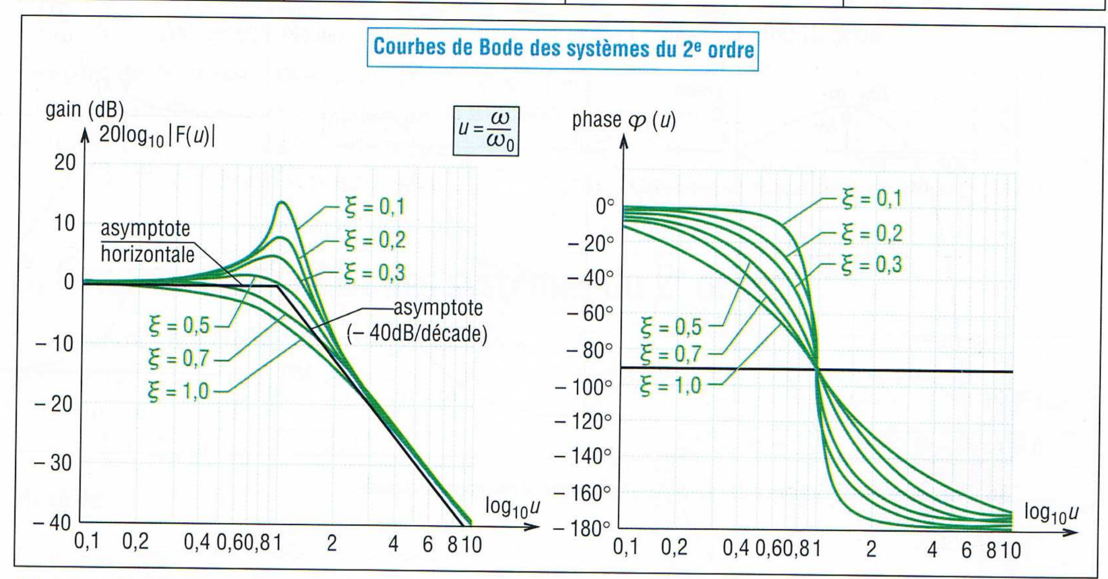
$$F(j\omega) = \frac{K}{1 + 2j\xi(\omega/\omega_0) - (\omega/\omega_0)^2} = \frac{K}{1 + 2j\xi\,u - u^2}$$

Gain : $20\log_{10}|F(j\omega)| = 20\log_{10}\left(\dfrac{K}{\sqrt{(1-u^2)^2 + 4\xi^2u^2}}\right) = 20\log_{10}K - 20\log_{10}\sqrt{(1-u^2)^2 + (2\xi u)^2}$

Phase : $\varphi(\omega) = -\text{Arctg}\left(\dfrac{2\xi u}{1-u^2}\right)$

Il y a symétrie du graphe de phase par rapport au point ($u = 1$; 90°).

Bode : systèmes du 2ᵉ ordre	basses fréquences $\omega << \omega_0$ ou $u \to 0$	hautes fréquences $\omega >> \omega_0$ ou $u \to \infty$	moyennes fréquences $u = \omega/\omega_0 = 1$
$F(\text{j}.\omega)$	$\approx K$	$\approx -K/u^2$	$K/(1 + 2\xi u - u^2)$
$20\log_{10}\lvert F(\text{j}\omega)\rvert$	$20\log_{10}K$	$20\log_{10}K/\sqrt{u^4}$ $= 20\log_{10}K - 40\log_{10}(\omega/\omega_0)$	$20\log_{10}K/\sqrt{4\xi^2}$ $=20\log_{10}K - 20\log_{10}2\xi$
$\varphi = \arg F(\text{j}\omega)$	$\varphi(\omega) \to 0$	$\varphi(\omega) \to -180°$	$-\text{Arctg}\left(\dfrac{2\xi u}{\approx 0}\right) \approx -90°$
asymptote à la courbe de gain	horizontale passant par $20\log_{10}K$ (ou 0 dB si $K = 1$)	pente de – 40 dB par décade, passant par $20\log_{10}K$ pour $\omega = \omega_0$	



34. Courbes de Bode des systèmes du 2ᵉ ordre pour $K = 1$.

Remarque : une modification de K amène une translation verticale des courbes de gain, les courbes de phase restent inchangées.

6. Phénomène de résonance des systèmes du 2ᵉ ordre

Pour certaines valeurs du coefficient ξ, il existe des pulsations pour lesquelles la courbe de gain présente un maximum, on est en présence d'un phénomène de résonance.
Quand $0 \leqslant \xi \leqslant 1/\sqrt{2} = 0{,}707$, $|F(\text{j}\omega)|$ présente un maximum si $(1-u^2)^2 + 4\xi^2u^2$ est minimum, c'est-à-dire lorsque $u_r = \sqrt{1-2\xi^2}$ ou $\omega_r = \omega_0\sqrt{1-2\xi^2}$ = fréquence de résonance.

$$|F(\text{j}\omega)| = \left(\frac{K}{\sqrt{(1-u^2)^2 + 4\xi^2u^2}}\right) = \left(\frac{K}{\sqrt{(1-1+2\xi^2)^2 + 4\xi^2(1-2\xi^2)}}\right) = \frac{K}{2\xi\sqrt{1-\xi^2}}$$

Gain maxi : $M_r = |F(\text{j}\omega)|_{\text{maxi}} = |F(\text{j}\omega_r)| = \dfrac{K}{2\xi\sqrt{1-\xi^2}}$

Exemple : pour $k = 1$ et $\xi = 0{,}1$; $M_r = 5{,}02$ et $20\log_{10} M_r = 14{,}02$.

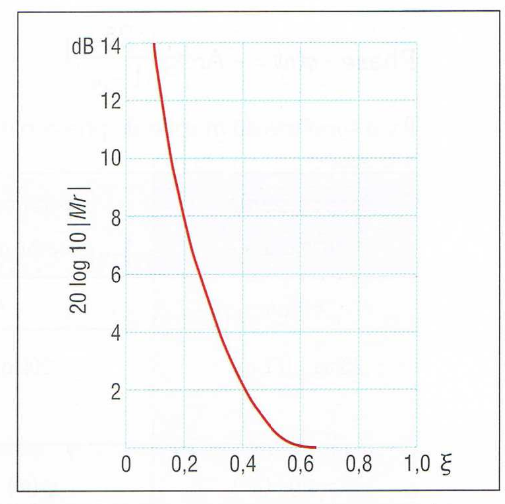
Remarques : pour $\xi > 1/\sqrt{2}$, il n'y a pas de résonance et le gain décroît progressivement lorsque ω augmente.

Si $\xi = 1/\sqrt{2}$, $M_r = 1$ et $20\log_{10} M_r = 0$.

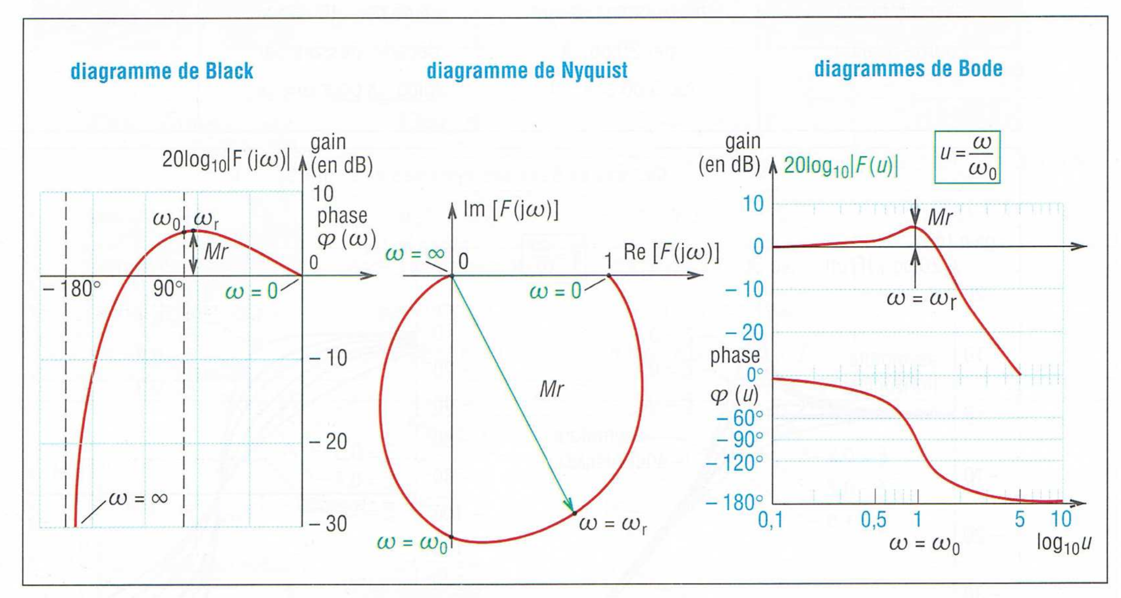
Si $\xi \to 0$, $M_r \to \infty$, même chose pour $20\log10\, M_r$, voir figure 35.

$$\varphi_r = \mathrm{Arg}F(\mathrm{j}\omega_r) = -\,\mathrm{Arctg}\left(\frac{\sqrt{1-2\xi^2}}{\xi}\right)$$

$$= -90° + \mathrm{Arcsin}\left(\frac{\xi}{\sqrt{1-\xi^2}}\right)$$



35. Systèmes du 2e ordre ($K = 1$), M_r fonction de ξ.



36. Phénomène de résonance des systèmes du 2e ordre et diagrammes usuels.

X. Diagramme de Nyquist

Similaire à l'analyse de Bode, l'analyse de Nyquist, liée à la réponse fréquentielle, est une méthode de détermination graphique de la stabilité des systèmes en boucle fermé.
Le diagramme de Nyquist s'obtient indifféremment en coordonnées polaires ou en coordonnées rectangulaires (on a exactement le même graphe dans les deux cas de tracé).

- Sous forme rectangulaire, dans plan complexe : $F(p) = F(\mathrm{j}\omega) = \mathrm{Re}[F(\mathrm{j}\omega)] + \mathrm{j}.\mathrm{Im}[F(\mathrm{j}\omega)]$; avec partie réelle $\mathrm{Re}[F(p)]$ en abscisse et partie imaginaire $\mathrm{Im}[F(p)]$ en ordonnée.
- Sous forme polaire (r,θ) : $F(p) = F(\mathrm{j}\omega) = re^{\mathrm{j}\theta}$ avec $r = |F(\mathrm{j}\omega)|$ et $\theta = \varphi = \mathrm{Arg}\, F(\mathrm{j}\omega)$

1. Graphes de Nyquist de $F(p) = F(\mathrm{j}\omega) = 1/\mathrm{j}\omega$ et $F(\mathrm{j}\omega) = \mathrm{j}\omega$

Le graphe en coordonnées polaires de l'intégrateur $F(p)=1/p = F(\mathrm{j}\omega)=(1/\mathrm{j}\omega)$ est l'axe imaginaire négatif tel que : $F(\mathrm{j}\omega) = \frac{1}{\mathrm{j}\omega} = \frac{\mathrm{j}}{\mathrm{j}^2\omega} = \frac{\mathrm{j}}{-\omega} = -\mathrm{j}.\frac{1}{\omega}$ ou $F(\mathrm{j}\omega) = \left[r = \frac{1}{\omega};\ \theta = \varphi = -90°\right]$.

Le graphe en coordonnées polaires du dérivateur $F(p) = p = F(\mathrm{j}\omega) = (\mathrm{j}\omega)$ est l'axe imaginaire positif.

2. Graphe de Nyquist des systèmes du 1er ordre $1/(1+j\omega T)$

Ces systèmes ont été abordés dans les paragraphes précédents.

Rappels :

$$F(j\omega) = \frac{1}{1 + j\omega T} = \frac{1 - j\omega T}{1 + \omega^2 T^2} = \frac{1}{\sqrt{1 + \omega^2 T^2}} e^{-j\varphi}$$

avec T constante du temps ;

Module : $|F(j\omega)| = \dfrac{1}{\sqrt{1 + j\omega^2 T^2}}$

Phase : $\varphi = \arg F(j\omega) = -\operatorname{arctg}\omega T$

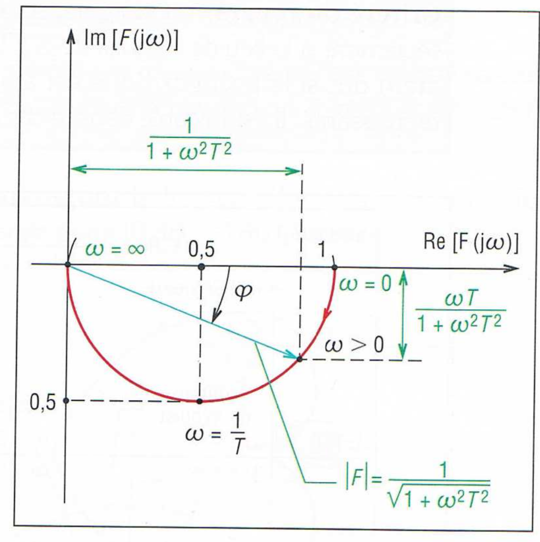
En coordonnées rectangulaires :

$$\mathrm{Re}(F(j\omega)) = \frac{1}{1 + \omega^2 T^2} \; ; \; \mathrm{Im}(F(j\omega)) = \frac{-\omega T}{1 + \omega^2 T^2}$$

En coordonnées polaires ($\varphi = \theta$) :

$$F(j\omega) = \left[r = \frac{1}{\sqrt{1 + j\omega^2 T^2}} ; \; \theta = -\operatorname{arctg}\omega T \right]$$

Graphe de Nyquist : lorsque ω varie de 0 à l'infini, la courbe polaire de Nyquist de la fonction de transfert est un demi-cercle de rayon 0,5 dont le centre est situé à 0,5 sur l'axe réel.



37. Diagramme de Nyquist des systèmes du 1er ordre ($K = 1$).

3. Graphes de Nyquist des systèmes du 2e ordre

Ces systèmes ont été vus dans les paragraphes précédents :

$$F(j\omega) = \frac{1}{1 + 2j\xi(\omega/\omega_0) - (\omega/\omega_0)^2}$$

Module :

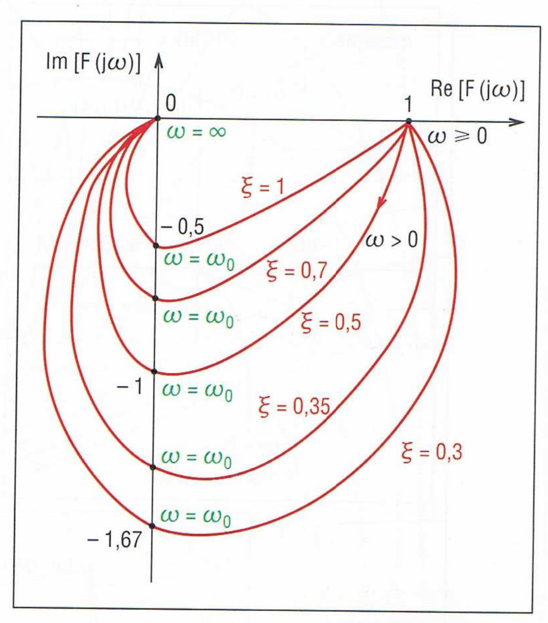
$$|F(j\omega)| = \frac{1}{\sqrt{[1 - (\omega/\omega_0)^2]^2 + [2\xi(\omega/\omega_0)]^2}}$$

Phase : $\varphi(\omega) = -\operatorname{Arctg}\left(\dfrac{2\xi(\omega/\omega_0)}{1 - (\omega/\omega_0)^2}\right)$

En coordonnées rectangulaires :

$$\mathrm{Re}F(j\omega) = \frac{[1 - (\omega/\omega_0)^2]}{[1 - (\omega/\omega_0)^2]^2 + [2\xi(\omega/\omega_0)]^2} \; ;$$

$$\mathrm{Im}F(j\omega) = \frac{-j[2\xi(\omega/\omega_0)]}{[1 - (\omega/\omega_0)^2]^2 + [2\xi(\omega/\omega_0)]^2}$$



38. Diagramme de Nyquist des systèmes du 2e ordre.

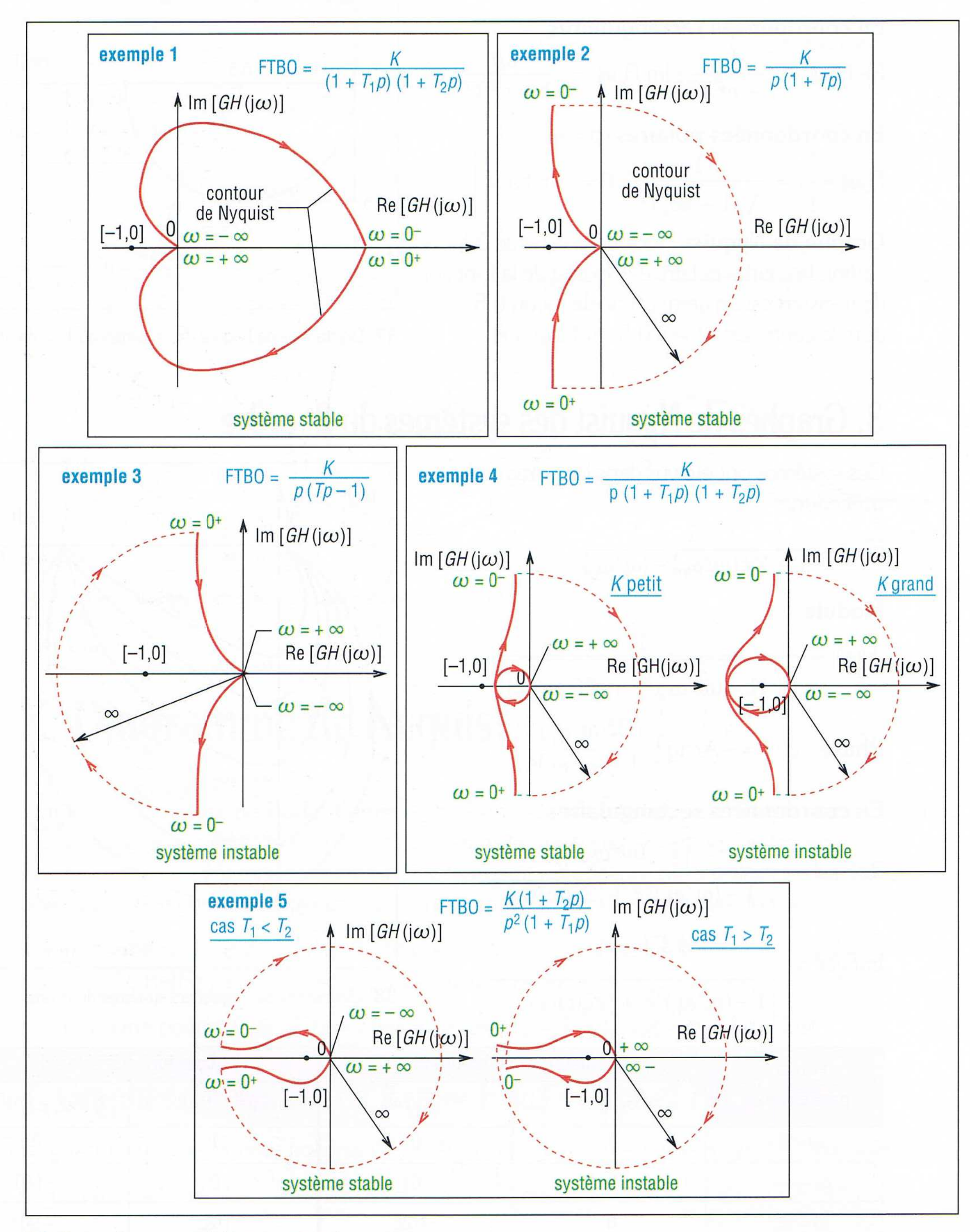
Points particuliers	Coordonnées rectangulaires		Coordonnées polaires	
	$\mathrm{Re}F(j\omega)$	$\mathrm{Im}F(j\omega)$	$r = \lvert F(j\omega)\rvert$	$\theta = \varphi = \mathrm{Arg}F(j\omega)$
$\omega = 0$	1	0	1	0°
$\omega \to \infty$	0	0	0	– 180°
$\omega = \omega_0$	0	$-1/2\xi$	$1/2\xi$	– 90°

4. Stabilité - Critère du revers

Le critère du revers peut être considéré comme un cas particulier du critère de stabilité de Nyquist lorsque la FTBO est stable (système stable en boucle ouverte).

Remarque : un système peut être instable en boucle ouverte et stable en boucle fermé. Le critère de Nyquist, dont l'étude sort du cadre de cet ouvrage, permet de traiter ces cas.

Critère du revers : un système, stable en boucle ouverte, est stable en boucle fermée si et seulement si le lieu de Nyquist de la FTBO n'encercle pas le point critique (–1+j0) ou, autrement dit, si le point critique est à gauche lorsqu'on parcourt le lieu dans le sens des ω croissants. Il est instable dans le cas contraire.



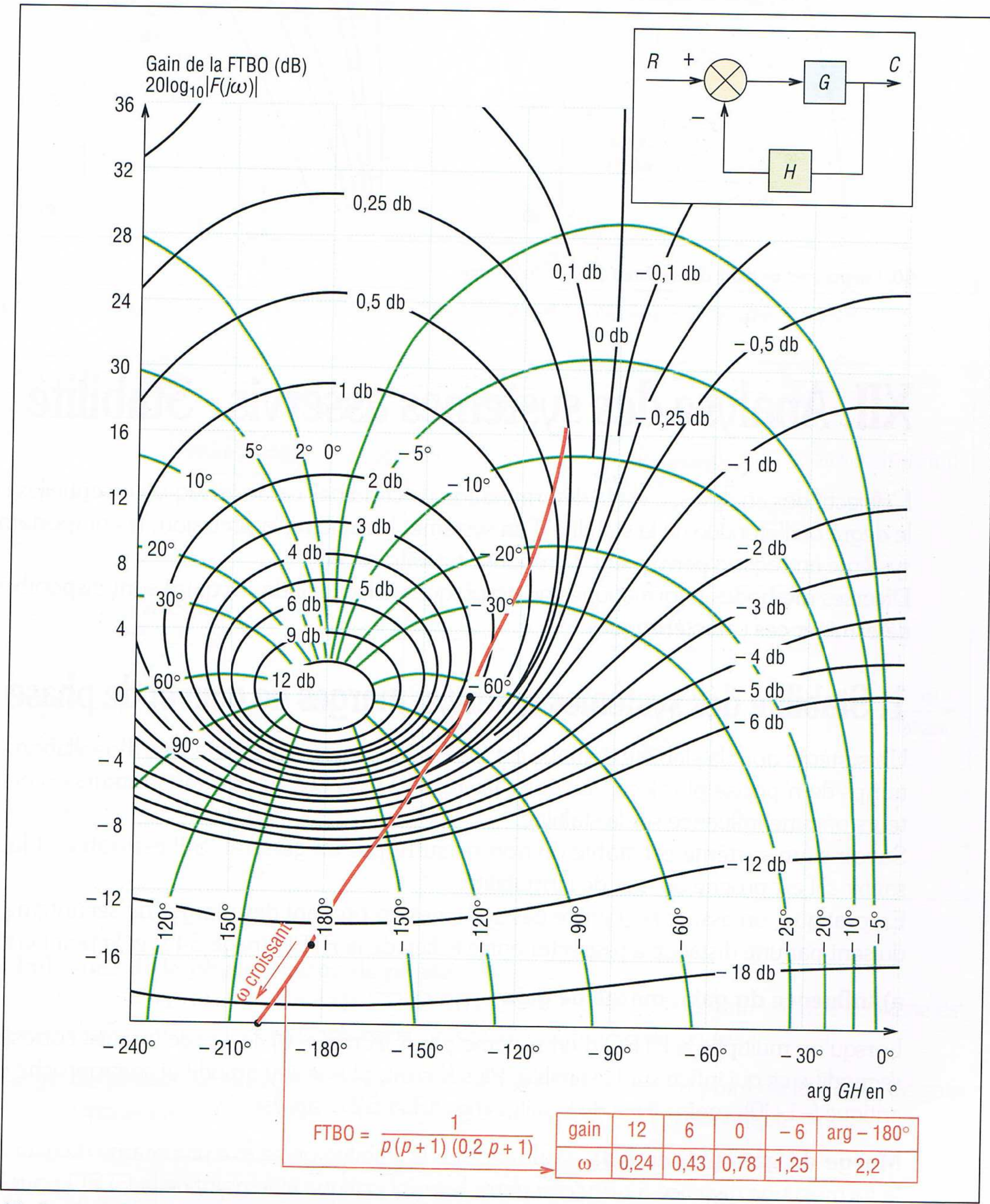
39. Critère du revers et de Nyquist, exemples.

XI. Diagramme de Black

Le diagramme de Black, souvent utilisé en conception, proche de celui de Bode, reprend directement deux de ses coordonnées. Le diagramme est un graphe rectangulaire avec $20\log_{10}|F(j\omega)|$ en ordonnée et $\varphi = \arg F(j\omega)$ en abscisse.
Le diagramme permet de déterminer facilement la réponse fréquentielle d'un système à retour unité (points ou la courbe obtenue coupe les courbes de « niveaux » du diagramme).

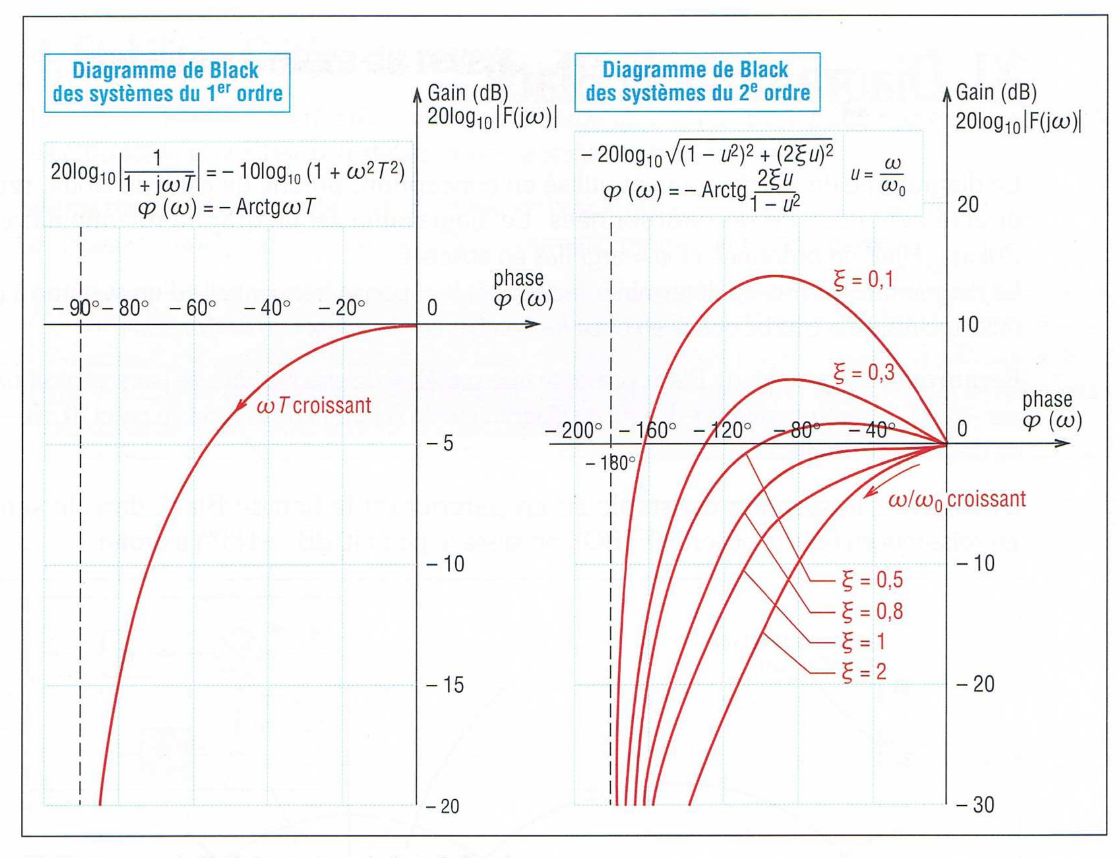
Remarques : le graphe de Black présente une symétrie de chaque côté de l'axe vertical passant par – 180°. Le point critique (–1 + j0) du diagramme de Nyquist correspond au point (0 dB, –180°) du diagramme de Black.

Stabilité : le système est stable si, en parcourant le lieu de Black dans le sens des ω croissants en boucle ouverte (FTBO), on laisse le point [0 dB ; –180°] à droite.



gain	12	6	0	– 6	arg – 180°
ω	0,24	0,43	0,78	1,25	2,2

41. Graphe de Black/Nichols, exemple de tracé d'une FTBO stable (marge de phase 43°, Mp = 1,22 ; ξ = 0,43).



40. Diagrammes de Black des systèmes du 1er et du 2e ordre.

XII. Analyse des systèmes asservis - Stabilité

L'objectif des analyses, c'est la détermination de certaines caractéristiques essentielles comme le degré ou l'étendue de la stabilité d'un système, la rapidité, la précision, le comportement du système en régime permanent, la réponse transitoire, etc.
Diverses méthodes informatiques ou graphiques (Black, Bode, Nyquist) sont disponibles pour déterminer ces caractéristiques.

1. Stabilité des systèmes asservis, marges de gain et de phase

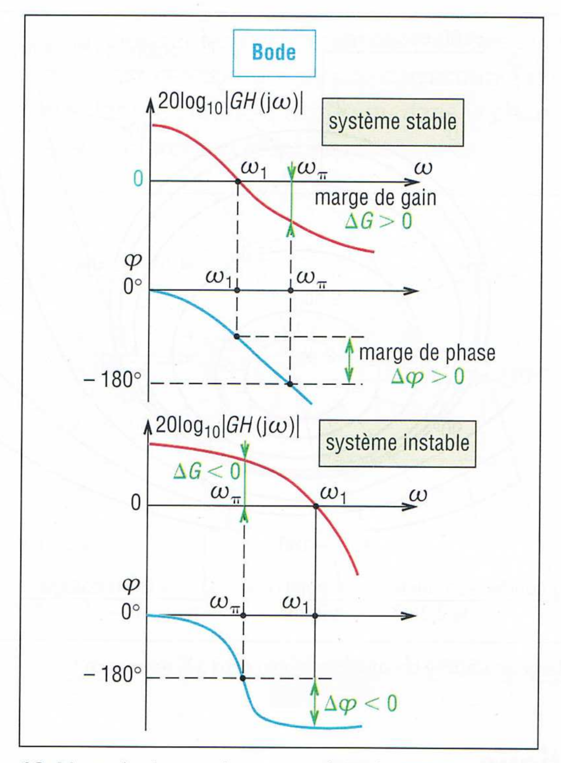
Un système dont la stabilité diminue est moins bien amorti, présente plus d'oscillations et a un temps de réponse plus long. Le gain, les retards et la présence d'intégrateurs ou de dérivateurs ont une influence sur la stabilité.
Savoir si un système est stable ou non ne suffit pas en général. S'il est stable, il faut aussi savoir s'il est proche ou non de l'instabilité.
En pratique, on assure la stabilité des systèmes en prenant des marges de sécurité qui se traduisent par une distance à respecter entre le lieu de la FTBO (page 541) et le point critique.

a) Influence du gain, marge de gain

Lorsqu'on multiplie la FTBO d'un système par K (K réel > 0), le lieu de Nyquist correspondant se modifie ce qui influe sur la stabilité. Plus K croît, plus le lieu grandit et se rapproche du point critique (–1+j0), moins il y a de stabilité (fig. 43 et 52 ci-après).

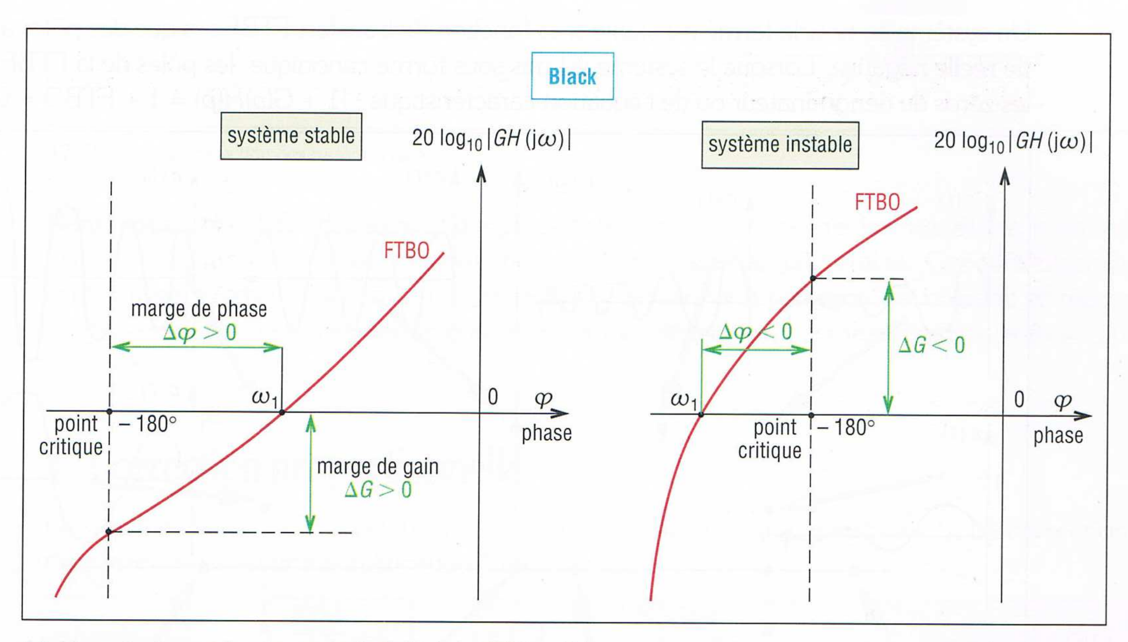
Marge de gain (ΔG en dB) : pour garantir la stabilité on se fixe une marge de gain ΔG sous la forme d'une distance à respecter entre le point critique et le point de la FTBO pour lequel la phase vaut –180° (à la fréquence ω_π d'inversion de phase).

Marge de gain = 0 dB – $|GH(j\omega_\pi)|$ = 0 dB – $|FTBO(j\omega_\pi)|$ avec $\arg GH(j\omega_\pi) = -180°$



42. Marge de phase et de gain, cas de Bode. FTBO = GH.

43. Marge de phase et de gain, cas de Nyquist.



44. Marge de phase et de gain, cas de Black/Nichols. FTBO = GH.

b) Influence de la phase, marge de phase

Pour qu'il y ait stabilité, le gain de la FTBO (FTBO = GH) doit être négatif lorsque la phase est de –180°. Pour respecter cette condition on se fixe une marge de phase.

Marge de phase $\Delta\varphi$ ou ϕ_{MP} : c'est la différence entre la phase du point de la FTBO de gain nul (à la fréquence ω_1 d'inversion ou de coupure) et la phase du point critique.

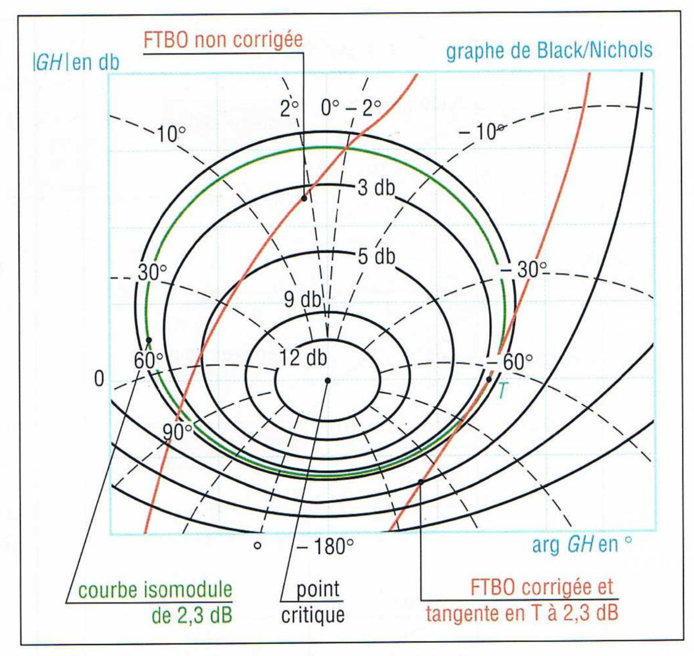
$\Delta\varphi = \phi_{MP} = [180° + \arg GH(j\omega_1)]$ avec $|GH(j\omega_1)| = 1$ ou $20\log_{10}|GH(j\omega_1)| = 0$

Remarque : en pratique, on utilise couramment une marge de phase de 45° pour assurer un bon compromis entre précision, stabilité et rapidité.

c) Gain maximum à la résonance *Mr*

Une autre façon de garantir une marge de stabilité suffisante consiste à limiter l'amplitude de la FTBF à la résonance. L'abaque de Black/Nichols permet de connaître cette amplitude à partir du lieu de la FTBO.

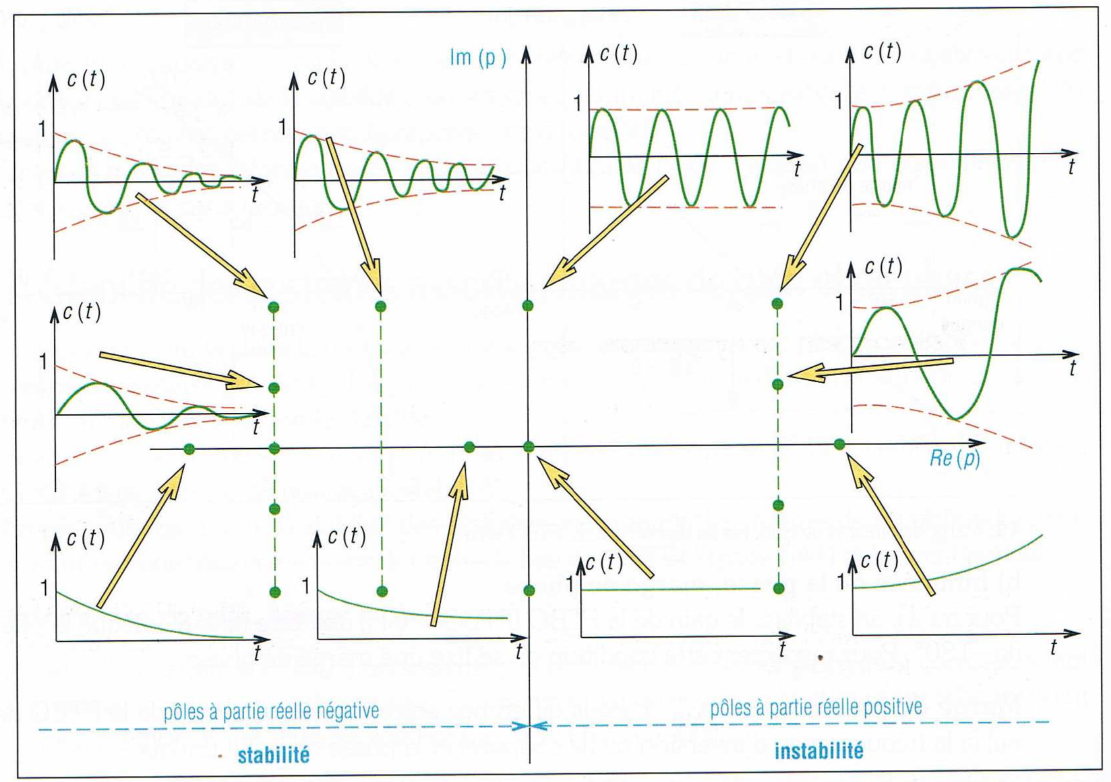
On admet généralement qu'un asservissement est correctement réglé lorsque le gain maxi à la résonance de sa réponse fréquentielle (FTBF) est proche de 2,3 dB. Ce gain maxi s'obtient au point de tangence (*T*) de la FTBO correspondante avec l'une des courbes isomodules du diagramme de Black/Nichols.



45. Marge de stabilité obtenue par le gain maxi à la résonance.

2. Stabilité, aspect mathématique

Un système en boucle fermé est stable si sa fonction de transfert FTBF n'a que des pôles à partie réelle négative. Lorsque le système est mis sous forme canonique, les pôles de la FTBF sont les zéros du dénominateur ou de l'équation caractéristique : $[1 + G(p)H(p) = 1 + \text{FTBO} = 0]$.

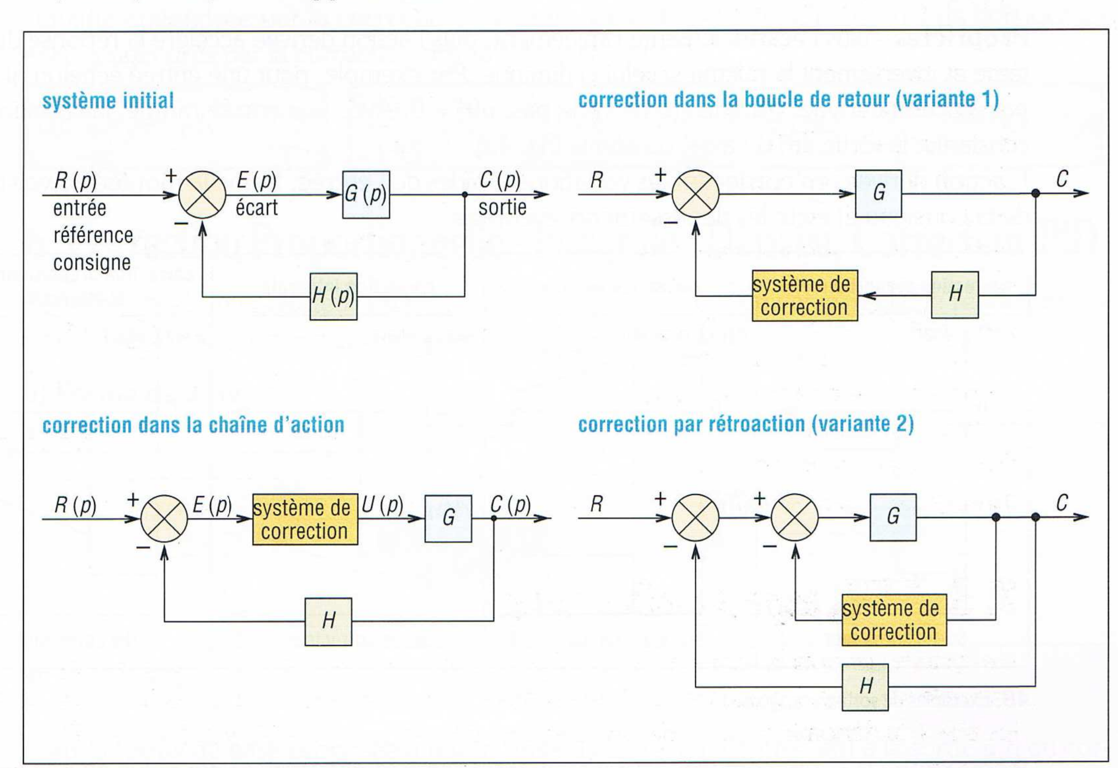


46. Lieu des pôles de la FTBF et allure des réponses impulsionnelles. Symétrie des réponses par rapport à $Re(p)$. FTBF : page 541.

Remarque : la réponse $c(t)$ figure 46 est la même pour un pôle ou son conjugué.

XIII. Correction des systèmes asservis

Pour obtenir les performances requises et un comportement désiré, il est souvent nécessaire d'ajouter des composants de correction à un système initial. Les correcteurs peuvent être insérés dans la chaîne d'action ou dans la chaîne de retour, les composants de départ *G* (processus) et *H* (retour) étant supposés fixés.



47. Principe de correction des systèmes asservis.

Remarque : le système doit avoir une réponse acceptable, à la fois en régime transitoire, où la stabilité est essentielle, et en régime permanent, où la précision est primordiale. Ces deux objectifs sont souvent en contradiction, car en cherchant à améliorer la précision, on dégrade en même temps la stabilité. Pour réaliser un bon compromis il faut souvent combiner plusieurs éléments de correction.

1. Correction proportionnelle

Le signal de sortie du correcteur $u(t)$ est proportionnel au signal d'entrée $e(t)$. La correction proportionnelle est une amplification à gain constant.

$u(t) = K_p.e(t)$; $\dfrac{U(p)}{E(p)} = K_p$; $\text{FTBF} = \dfrac{K_p G(p)}{1 + K_p G(p) H(p)}$; $\text{FTBO} = K_p G(p) H(p)$

Propriétés : l'action proportionnelle augmente la rapidité et a une action immédiate. Plus le gain est élevé (K_p grand) plus la réponse s'accélère, plus l'erreur statique diminue, mais plus la stabilité se dégrade (fig. 43 et 52).

Exemples : amplificateur (électronique), bras de levier et engrenage (en mécanique).

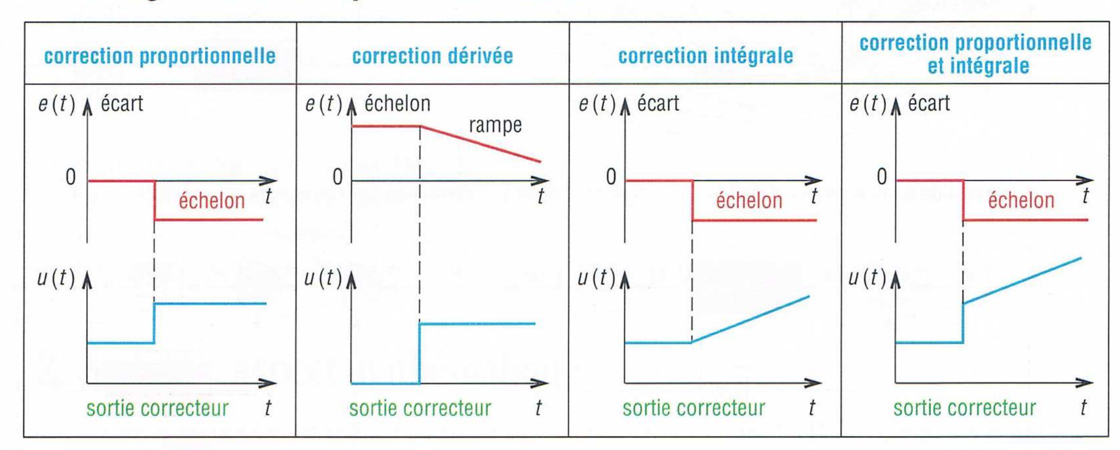
Remarques : la correction proportionnelle ne change pas la nature d'un système (un système de type α reste de type α) et n'introduit pas de nouveaux zéros ou pôles dans la FTBF. Par contre, elle affecte la position des pôles, diminuant ainsi la stabilité (**fig. 52**).

2. Correction dérivée

Le signal de sortie du correcteur $u(t)$ est proportionnel à la variation du signal d'entrée ou écart $e(t)$:

$$u(t) = K_d \cdot \frac{de(t)}{dt} \quad ; \quad \frac{U(p)}{E(p)} = K_d \cdot p \quad ; \quad FTBF = \frac{K_d \cdot p.G(p)}{1 + K_d . p \cdot G(p)H(p)} \quad ; \quad FTBO = K_d . p.G(p)H(p)$$

Propriétés : plus l'écart augmente rapidement, plus l'action dérivée accélère la réponse du système et inversement la ralentit si celui-ci diminue. Par exemple, pour une entrée échelon, il n'y a pas d'action dérivée, comme $e(t)$ ne varie pas, $u(t) = 0$. Avec une entrée rampe, la variation est constante, la sortie $u(t)$ est aussi constante (fig. 48).
L'action dérivée, en corrigeant les variations rapides de l'entrée, freine la montée au voisinage de la consigne et évite les dépassements éventuels.



48. Exemples de sorties corrigées.

Remarque : la correction dérivée ajoute un terme en p (dérivateur), ce qui réduit de 1 le type du système et augmente la stabilité (on augmente la phase de 90° et par là la marge de phase).

3. Correction proportionnelle et dérivée (PD)

Elle accroît la rapidité et revient à une correction par avance de phase. La partie dérivée permet de réagir plus vite à une variation du signal d'entrée, ce qui améliore le temps de réponse du système, alors que la partie proportionnelle du correcteur amplifie ces mêmes variations.

$$u(t) = K_p e(t) + K_d \frac{de(t)}{dt} \quad ; \quad \frac{U(p)}{E(p)} = K_p + K_d p = K_p(1 + T_d p) \quad ; \quad FTBO = [K_p + K_d p]G(p)H(p)$$

4. Correction intégrale

Le signal de sortie du correcteur $u(t)$ est proportionnel à l'intégrale du signal d'entrée $e(t)$ par rapport au temps t :

$$u(t) = K_i \int_0^t e(t)dt \quad ; \quad \frac{U(p)}{E(p)} = \frac{K_i}{p} \quad ; \quad FTBO = \frac{K_i}{p} G(p)H(p)$$

Propriétés : la correction intégrale prend en compte l'écart et le temps. Plus le temps grandit, plus la correction améliore la précision du système (diminue l'erreur statique) mais plus la stabilité se dégrade. Par exemple, pour une entrée échelon, l'intégrale de 0 à t représente l'aire sous le signal $e(t)$ et l'axe t. Si t croît, $u(t)$ augmente de manière constante, prenant en compte l'addition des erreurs passées.

Remarque : la correction intégrale ajoute un terme en $1/p$ (intégrateur), ce qui augmente de 1 le type du système et réduit la stabilité (on diminue la phase de – 90° et, par là même la marge de phase).

5. Correction proportionnelle et intégrale PI

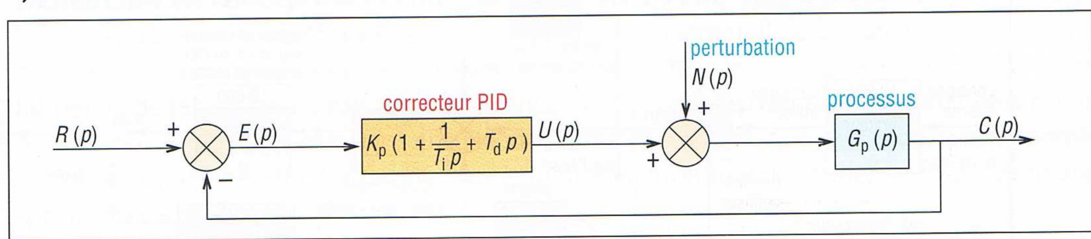
Elle revient à une correction par retard de phase. Elle compense en partie la diminution de la stabilité engendrée par la correction intégrale seule. Plus lente, elle permet de corriger les excès engendrés par la correction proportionnelle seule.

$$u(t) = K_p e(t) + K_i . \int_0^t e(t)\,dt \quad ; \quad \frac{U(p)}{E(p)} = K_p + \frac{K_i}{p} = K_p\left(1 + \frac{1}{T_i p}\right) \quad ; \quad \text{FTBO} = \left(K_p + \frac{K_i}{p}\right) G(p)H(p)$$

6. Correction Proportionnelle - Intégrale - Dérivée, Correcteur PID

Souvent utilisé, le correcteur PID est une sorte de correcteur universel réglable réunissant les possibilités des corrections proportionnelle, dérivée et intégrale.

a) Forme de base



49. Correction PID, variante de base.

Pour la forme de base proposée à retour unité, la loi reliant l'entrée $e(t)$ à la sortie $u(t)$ du correcteur s'écrit ($T_i = K_p/K_i$ et $T_d = K_d/K_p$) :

$$u(t) = K_p e(t) + K_i . \int_0^t e(t)dt + K_d \frac{de(t)}{d(t)} \quad \text{et} \quad \frac{U(p)}{E(p)} = K_p + \frac{K_i}{p} + K_d p = K_p\left(1 + \frac{1}{T_i p} + T_d p\right)$$

En l'absence de perturbation $n(t)$:

$$\text{FTBF} = \frac{Kp(1 + 1/T_i p + T_d p).G_p(p)}{1 + K_p(1 + 1/T_i p + T_d p).G_p(p)}$$

Remarque : le correcteur augmente le nombre de zéros de 2 et le nombre de pôles de 1.

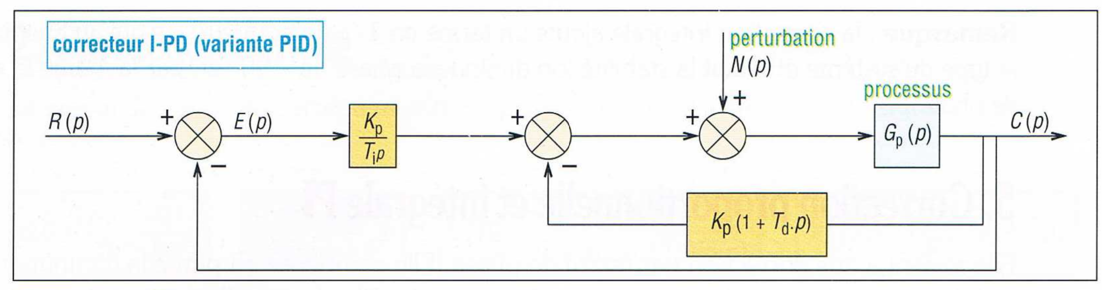
b) Variante, correction I-PD (fig. 50)

Dans ce cas d'utilisation, la consigne $r(t)$ est transmise par une action intégrale et l'action proportionnelle dérivée agit sur la mesure (signal de retour). Cette configuration évite les phénomènes de saturation du cas précédent qui sont la conséquence de trop grands signaux de commande engendrés par l'action dérivée lorsque l'écart change soudainement.

L'action proportionnelle dérivée sur le signal de retour permet d'avoir un plus grand éventail de choix de valeurs pour K_p et T_d et ainsi d'atténuer plus rapidement les effets d'une perturbation. Si le PID est globalement plus rapide que le I-PD, les réponses à la consigne $r(t)$ des deux variantes sont équivalentes.

En l'absence de perturbation $n(t)$:

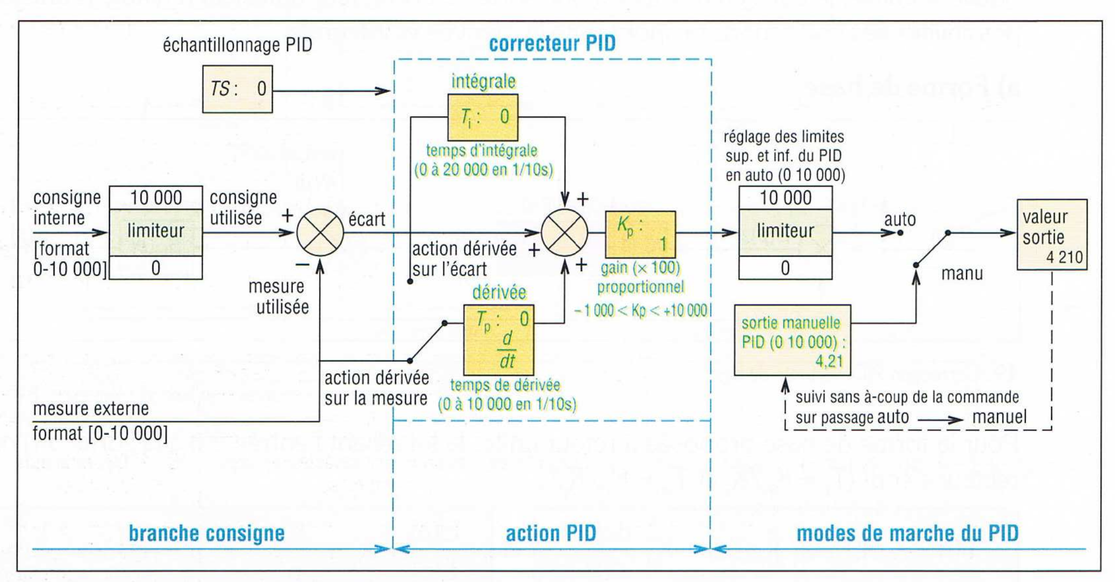
$$\text{FTBF} = \frac{(Kp/T_i p)G_p(p)}{1 + K_p(1 + 1/T_i p + T_d p)G_p(p)}$$



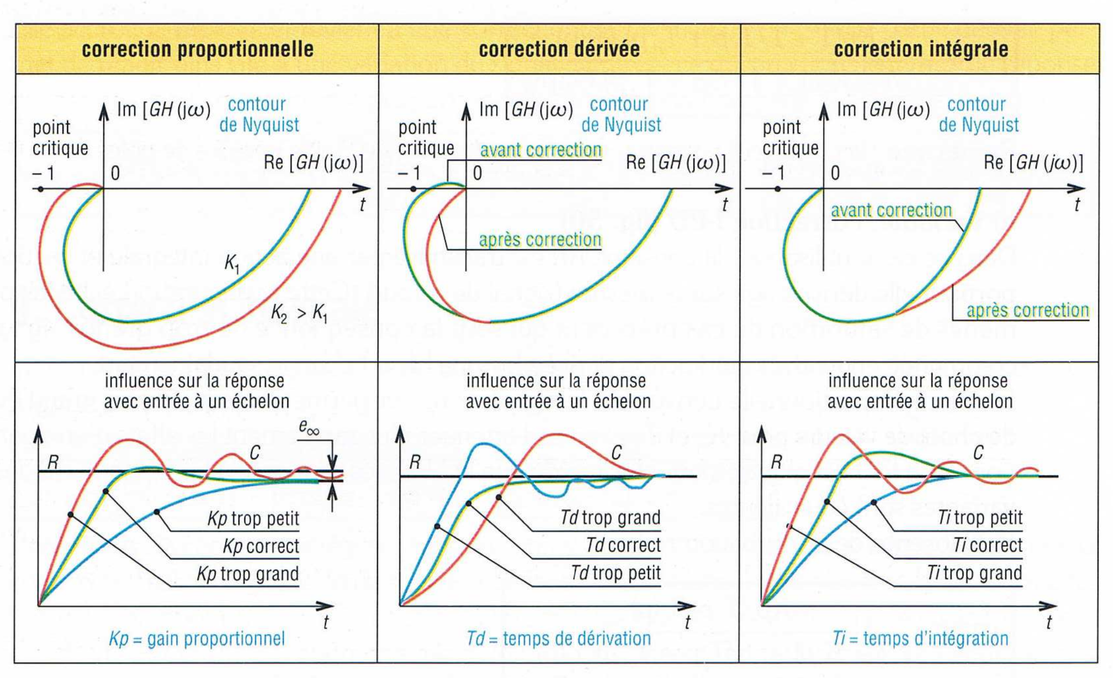
50. Correction PID, forme variante.

c) Exemple d'application industrielle

Les automates programmables industriels (API) possèdent généralement une fonction PID, avec gain proportionnel (*Kp*) réglable et des actions intégrale (*Ti*) et dérivée (*Td*) à temps réglables. Les caractéristiques peuvent être fixées par programmation et modifiées à la console. Schématiquement, le dispositif proposé figure 51 permet les deux variantes de fonctionnement précédentes, PID et I-PD.



51. Exemple de correcteur PID industriel.



52. PID, actions proportionnelle, dérivée et intégrale.

Les normes GPS

Utilisées en conception, industrialisation et vérification, les normes GPS (*Geometrical Product Specification)* concernent la spécification géométrique des produits ou pièces à fabriquer. Elles regroupent un ensemble de normes internationales ISO ayant pour objet la terminologie, les définitions, la représentation symbolique, les principes de mesure, le matériel, etc.

Le dessin de définition d'une pièce (exemple page 569), réalisé par le bureau d'études, est le document contractuel qui rassemble l'ensemble de toutes les spécifications géométriques nécessaires à la réalisation. Il est utilisé par les différents acteurs de l'entreprise, au besoin des sous-traitants, pour mettre en œuvre les procédés de fabrication et les procédures de contrôle.

Par leur universalité, les normes GPS créent un langage commun entre les intervenants, permettent de décoder sans ambiguïtés et sans interprétations les diverses spécifications, donnent des règles et procédures pour éviter une trop grande variabilité des mesures et interviennent dans l'évaluation et la définition de la conformité des pièces fabriquées.

Remarques : les normes GPS, qui sont toutes des normes ISO, sont référencées par l'AFNOR sous diverses classifications : NF EN ISO... ; NF ISO... ; NF E... Voir page 588.

Démarches en conception et contrôle (voir ISO 14460-1 et 2 page 570) : le concepteur travaille à partir de données théoriques (modèle nominal) de la pièce. Le bureau des méthodes ou département de contrôle suit une procédure bien définie à partir de la pièce fabriquée de laquelle il extrait une représentation approchée (élément extrait) à partir d'un nombre fini de points. Celle-ci est ensuite modélisée (modèle associé) sous une forme géométriquement parfaite afin d'être comparée au modèle nominal et vérifier la conformité aux spécifications du dessin.

Description et contenus des maillons de la matrice GPS générale			
Maillon	**Intitulé**	**Rôle des normes du maillon**	**Exemple de norme**
N° 1	Indications dans la documentation technique de produit – Codification.	Définir la façon d'indiquer les caractéristiques à coter sur les dessins (symboles...).	ISO 1302 : indication des états de surface.
N° 2	Définition (théorique et valeurs) des tolérances.	Définir les valeurs numériques associées aux symboles codés, les règles de traduction et les paramètres de base.	ISO 286 : IT et écarts des ajustements pour arbre et alésage.
N° 3	Définitions des caractéristiques ou paramètres de l'élément extrait.	Donner des définitions complémentaires à celles du maillon 2 et destinées à simplifier les comparaisons entre réel (pièce) et modèle (dessin de définition).	ISO 14460-2 : éléments géométriques comme la ligne médiane extraite...
N° 4	Évaluation des écarts de la pièce, comparaison avec les limites de la tolérance.	Définir les exigences nécessaires à l'évaluation des écarts de la pièce par rapport aux indications ou spécifications du dessin (tient compte des maillons 2 et 3).	ISO 1938 : vérification des tolérances par calibres à limites.
N° 5	Exigences pour l'équipement de mesure.	Décrire les équipements de mesure et les caractéristiques influençant l'incertitude du procédé.	ISO 10360 : performances des machines à mesurer tridimensionnelles.
N° 6	Exigences d'étalonnage, étalons d'étalonnage.	Décrire et définir les étalons et les procédures à suivre pour vérifier les équipements de mesure du maillon N° 5.	ISO/DIS 3650 : cales étalons.
Chaîne de normes : ensembles de normes, toutes relatives à une même spécification géométrique (chaque chaîne est constituée de six maillons numérotés 1 à 6).			

Matrice GPS générale : matrice ou tableau utilisé pour regrouper les différents aspects des normes GPS générales et leurs relations. Les lignes concernent les caractéristiques géométriques et les colonnes (maillons), les considérations et exigences nécessaires à leur compréhension.

Dans chaque case de la matrice il y a au moins une norme (« ISO ») et le concept de chaque chaîne figure en colonne 3. Si l'ordre des lignes n'a pas d'importance, celui des colonnes correspond à l'ordre naturel de lecture d'un dessin.

Matrice GPS générale (avec indication des normes GPS contenues dans ce Guide)						
N° du maillon	1	2	3	4	5	6
Caractéristique géométrique de l'élément	Indication dans la documentation du produit Codification	Définition des tolérances Définition théorique et valeurs	Définitions des caractéristiques ou paramètres de l'élément extrait	Évaluation des écarts de la pièce Comparaison avec les limites de la tolérance	Exigences pour l'équipement de mesure	Exigences d'étalonnage Étalons d'étalonnage
1. Taille	ISO 129 (page 71) ISO 406 (page 85) ISO 286	ISO 286 (page 84)	ISO 286 ISO 8015 (page 110) ISO 14460			
2. Distance	ISO 406 ISO 129	ISO 286				
3. Rayon	ISO 129					
4. Angle	ISO 129 ISO 1119 (page 252)		ISO 8015			
5. Forme d'une ligne (indépendante d'une référence)	ISO 1101 ISO 2692 (page 111)	ISO 1101 (page 102)	ISO 14460 (page 00)			
6. Forme d'une ligne (dépendante d'une référence)	ISO 1101	ISO 1101	ISO 14460			
7. Forme d'une surface (indépendante d'une référence)	ISO 1101 ISO 2692	ISO 1101	ISO 14460			
8. Forme d'une surface (dépendant d'une référence)	ISO 1101	ISO 1101	ISO 14460			
9. Orientation	ISO 1101 ISO 2692	ISO 1101	ISO 14460			
10. Position	ISO 1101 ISO 2692	ISO 1101	ISO 14460			
11. Battement circulaire	ISO 1101	ISO 1101				
12. Battement total	ISO 1101					
13. Références	ISO 1101 ISO 2692					
14. Profil de rugosité	ISO 1302 (page 116)	ISO 4287 (page 114) ISO 12085	ISO 12085 (page 116)	ISO 12085		
15. Profil d'ondulation	ISO 1302	ISO 4287 ISO 12085	ISO 12085	ISO 12085		
16. Profil primaire	ISO 1302	ISO 4287				
17. Défauts de surface						
18. Arêtes						

Normes GPS globales contenues dans le Guide : ISO 10579 (p. 110) – ISO 14460-1
Normes GPS complémentaires contenues dans le Guide : ISO 2768-1 (p. 90)

Exemple : chaînes de normes relatives aux seuls états de surface						
N° du maillon	1	2	3	4	5	6
14. Profil de rugosité	ISO 1302	ISO 468 ISO 4287 ISO 12085 ISO 13565 ISO 11562	ISO 4288 ISO 12085 ISO 135652 ISO 11562	ISO 4288 ISO 12085 ISO 2632	ISO 1878 ISO 1879 ISO 1880 ISO 3274 ISO 2632 ISO 11562	ISO 2632 ISO 5436 ISO 12179
15. Profil d'ondulation	ISO 1302	ISO 4287 ISO 12085 ISO 11562	ISO 12085 ISO 11562	ISO 4288 ISO 12085	ISO 1880 ISO 3274 ISO 11562	ISO 5436 ISO 12179
16. Profil primaire	ISO 1302	ISO 4287 ISO 11562	ISO 4288		ISO 3274 ISO 11562	
17. Défauts de surface	ISO 8785	ISO 8785				

Matrice GPS
Vue d'ensemble

Normes GPS de base

Normes GPS globales

Normes GPS et associées qui concernent ou influencent tout ou partie des chaînes de normes GPS générales.

→ **Principes et définitions globales concernant les normes GPS générales et complémentaires.**

Matrice GPS générale

Chaînes de normes GPS générales

1. La chaîne Taille
2. La chaîne Distance
3. La chaîne Rayon
4. La chaîne Angle
5. La chaîne Forme d'une ligne (indépendante d'une référence)
6. La chaîne Forme d'une ligne (dépendante d'une référence)
7. La chaîne Forme d'une surface (indépendante d'une référence)
8. La chaîne Forme d'une surface (dépendante d'une référence)
9. La chaîne Orientation
10. La chaîne Position
11. La chaîne Battement circulaire
12. La chaîne Battement total
13. La chaîne Références
14. La chaîne Profil de rugosité
15. La chaîne Profil d'ondulation
16. La chaîne Profil primaire
17. La chaîne Défauts de surface
18. La chaîne Arêtes

→ **Noyau ou partie centrale des normes GPS. Liées aux caractéristiques géométriques, elles établissent des règles pour l'indication sur dessins, les définitions et les principes de vérification.**

Matrice GPS complémentaire

Chaînes de normes GPS complémentaires

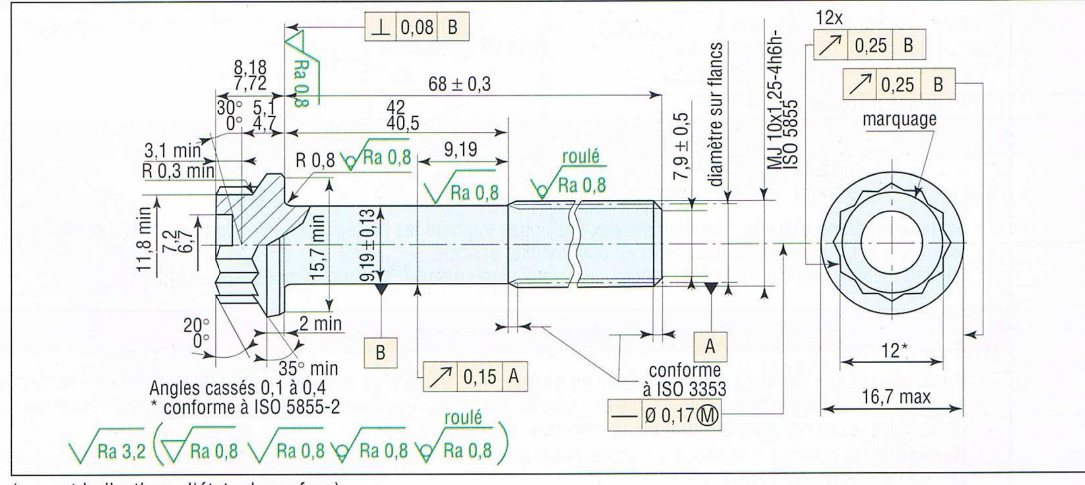
A. Normes de tolérances en fonction du procédé
A. 1. La chaîne Usinage
A. 2. La chaîne Fonderie
A. 3. La chaîne Soudage
A. 4. La chaîne Découpe thermique
A. 5. La chaîne Moulage plastique
A. 6. La chaîne Revêtement métallique et non organique
A. 7. La chaîne Peinture
B. Normes définissant la géométrie de produits (composants) particuliers
B. 1. La chaîne Filetages
B. 2. La chaîne Engrenages
B. 3. La chaîne Cannelures

→ **Extensions aux normes GPS générales, elles établissent des règles complémentaires d'indication et des principes de vérification pour certaines catégories particulières d'éléments ou de composants.**

Normes GPS de base → **Traitent les règles et procédures de base pour la cotation et le tolérancement.**

Exemple de dessin de définition

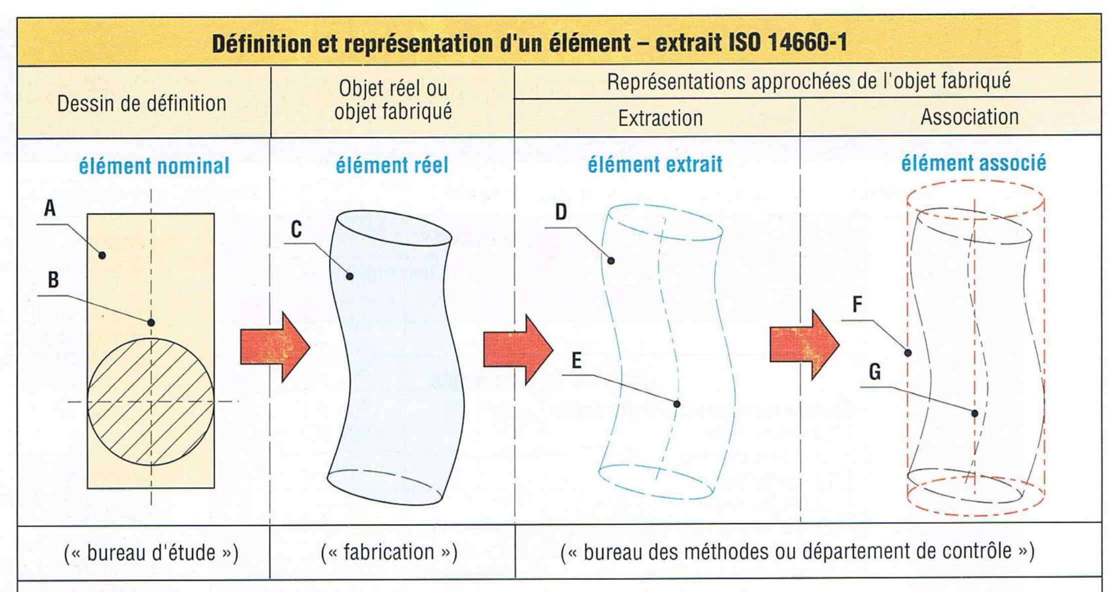
Vis à tête bihexagonale pour l'aérospatiale, fût dégagé, filetage long, pas fin, en alliage résistant à chaud à base de nickel Ni-P100HT (Inconel 718) – Classification : 1250 MPa à température ambiante / 650 °C. Extrait norme NF EN 3013.



(en vert indications d'états de surface)

Définition et représentation d'un élément – extrait ISO 14660-1

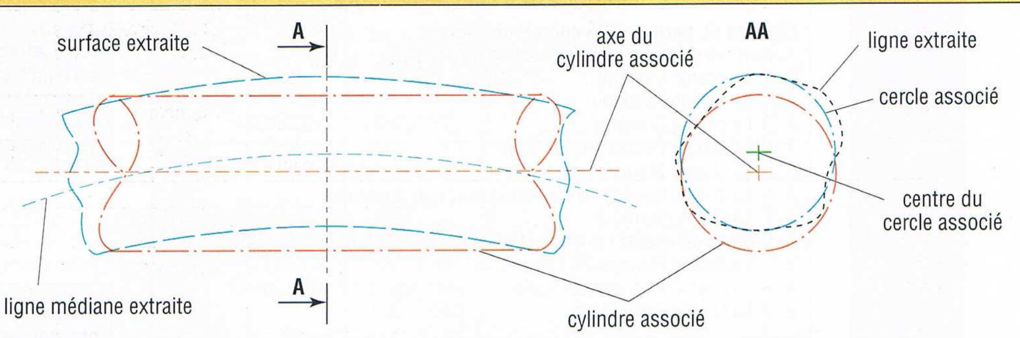
Dessin de définition	Objet réel ou objet fabriqué	Représentations approchées de l'objet fabriqué	
		Extraction	Association



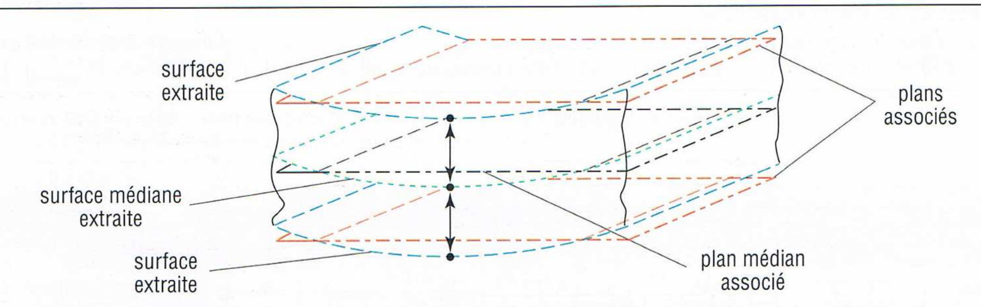
A : élément intégral nominal (théoriquement exact).
B : élément dérivé nominal (centre, axe ou plan médian obtenu à partir de A).
C : élément réel (ou pièce fabriquée constituée de surfaces réelles).
D : élément intégral extrait (représentation de C obtenue par extraction d'un nombre fini de points).
E : élément dérivé extrait (centre, ligne médiane ou surface médiane obtenu à partir de D).
F : élément intégral associé (forme parfaite associée à D suivant conventions).
G : élément dérivé associé (centre, axe ou plan médian obtenu à partir de F).

Élément intégral : surface ou ligne de surface.
Élément dérivé : centre, ligne médiane ou surface médiane issus d'éléments intégraux.

Éléments géométriques – Définitions d'éléments extraits : NF EN ISO 14660-2



Ligne médiane extraite d'un cylindre : lieu des centres des cercles associés à l'ensemble des sections droites (sections AA perpendiculaires à l'axe du cylindre associé) de la surface extraite.



Surface médiane extraite : lieu des milieux des lignes joignant les paires de points appartenant aux surfaces associées et ceci perpendiculairement au plan médian associé.
Le plan médian associé est le plan médian aux deux plans parallèles associés aux surfaces extraites.

Principe d'indépendance – extrait NF ISO 8015

Principe : chaque exigence dimensionnelle ou géométrique inscrite ou spécifiée sur un dessin doit être respectée en elle-même (indépendamment des autres), sauf si une relation particulière est spécifiée (exemple : exigence de l'enveloppe, exigence au maximum ou au minimum de matière).
Remarque : le principe s'applique aux cotes linéaires et à leurs tolérances, aux cotes angulaires et à leur tolérances, aux tolérances géométriques.

Symboles normalisés pour schémas

Symboles normalisés pour schémas électriques NF EN 60617

Nature du courant et de la tension		Conducteurs, repérage, bornes et connexions			
Courant continu		Trois conducteurs	ou 3	Mise à la terre ou terre (symbole général)	
Courant alternatif		Conducteur sous écran		Conducteur, terre de protection	
Alternatif triphasé, neutre, 50 Hz, 400 V	3/N ∿ 50 Hz 400	Trois conducteurs dans un même câble		Barette à bornes, bornier	3 4 5 6 7 8
Courant redressé avec composante alternative		Liaison flexible		Borne ou dérivation (cercle noir)	● ou ○
Polarité négative Polarité positive	– +	Paire coaxiale		Masse, chassis	
Conducteur neutre Conducteur médian	N M	Faisceau de trois conducteurs	L_1 L_2 L_3	Équipotentialité	

Dispositifs de connexion

Prise femelle		Barrette de connexion	Fermée Ouverte	Dérivation, liaison en T	ou
Fiche mâle		Connecteur mâle mâle avec prise de dérivation		Double dérivation, double liaison en T	ou
Fiche et prise associée		Fiche et prise coaxiale	prise fiche	Ensemble de connecteurs accouplés	

Résistances - Condensateurs et inductances

Résistance (général)		Condensateur (général)		Impédance	Z
Résistance variable ou réglable		Condensateur variable		Thermistance	± ⊖ °C
Élément chauffant		Condensateur de traversée		Inductance, bobine	
Résistance variable à contact mobile		Inductance à noyau magnétique		Inductance variable par contact mobile et par échelons	

Semiconducteurs

Diode à semiconducteur symbole général		Diode à capacité variable		Diode tunnel, diode Esaki	
Diode électroluminescente		Diode symétrique Diac		Diode unitunnel	
Diode utilisant l'effet de la température	⊖	Diode à effet de claquage dans un seul sens, Zener		Diode à effet de claquage dans les deux sens	
Détecteur à semiconducteur		Diode Schottky		Photodiode	

Thyristor diode bloqué en inverse		Thyristor diode passant en inverse		Thyristor triode type non spécifié	
Thyristor triode bloqué en inverse, gâchette P		Thyristor triode passant en inverse, gâchette P		Thyristor tétrode bloqué en inverse	
Thyristor triode bloqué en inverse, gâchette N		Thyristor triode passant en inverse, gâchette N		Thyristor triode symétrique TRIAC	
Transistor PNP		Transistor avalanche NPN		Transistor NPN avec collecteur à l'enveloppe	
Transistor NPN avec base polarisée transversalement		Transistor à effet de champ type P ou N	P N	Transistor à jonction unique base P ou N	P N
Transistor PNIP avec connexion à la région intrinsèque		Transistor PNIN avec connexion à la région intrinsèque		Amplificateur à circuit intégré linéaire (ACIL)	
Phototransistor PNP		Photorésistance		Coupleur optique Photocoupleur isolateur optique	
Cellule photovoltaïque		Magnétorésistance type linéaire		Générateur Hall avec 4 connexions	

Contacts - Commutateurs - Interrupteurs					
Contact à fermeture		Contact à ouverture retardé à la fermeture	ou	Contact à fermeture retardé à la fermeture	ou
Contact à ouverture		Contact à ouverture à retour automatique		Contact à fermeture à retour automatique	
Contact à ouverture tardive		Contact à ouverture anticipée		Contact à fermeture à position maintenue	
Contact à fermeture tardive		Contact à fermeture anticipée		Contact à 2 directions et position médiane de coupure	
Contact à 2 directions côté 1 : retour automatique côté 2 : position maintenue	(1) (2)	Contact à fermeture à commande manuelle (symbole général)		Bouton-poussoir à fermeture et à retour automatique	
Tirette à fermeture à retour automatique		Bouton rotatif à fermeture sans retour automatique		Interrupteur de position « O » : contact à l'ouverture	
Interrupteur à fermeture fonctionnant sous l'effet de la température		Interrupteur statique (symbole général)		Interrupteur de position « P »: contact à la fermeture	
Contacteur statique (à semiconducteur)		Interrupteur agissant par effet thermique exemple : bilame		Interrupteur agissant par effet thermique contact d'un relais thermique	

Appareils mécaniques de connexion-Fusibles							
Contacteur		Disjoncteur		Discontacteur automatique par relais		Fusible (symbole général)	
Sectionneur		Rupteur		Interrupteur sectionneur		Fusible interrupteur	

Relais électromécanique - Capteurs

Organes de commande d'un relais (symbole général)	ou	Mise au travail retardé		Mise au repos retardé	
Relais thermique		À mise au travail et mise au repos rapides		À mise au travail et mise au repos retardées	
Capteur sensible à une proximité		Capteur sensible à l'effleurement		Dispositif sensible à une proximité (symbole fonctionnel)	

Dispositifs généraux de commande

Actionneur manuel «cas général»		Par pédale		Par levier		Par clef	
Par poussoir		Poussoir de sécurité		Électro-magnétique		Par moteur électrique	M

Signalisation

Lampe	Type de lampe Ne : néon Xe : xénon I : iode Hg : mercure ARC : arc Na : vapeur de sodium UV : ultraviolet IR : infrarouge IN : incandescence EL : électroluminescence FL : fluorescence LED : diode électroluminescente RD : rouge BU:bleu YE : jaune GN : vert WH : blanc						
Clignotant		Sonnerie		Horloge (symbole général)		Convertisseur de signal	

Appareils de mesure (cercles pour indicateurs , carrés pour enregistreurs , rectangle pour compteurs)

Ampèremètre	A	Voltmètre	V	Wattmètre	W	Enregistreur Wattmètre	W
Oscilloscope		Multimètre		Ampèreheuremètre	Ah	Wattheuremètre	Wh
Compteur d'impulsions électriques		Affichage numérique (symbole général)		Thermocouple	− +		

Machines électriques - Transformateurs - Convertisseurs - Démarreurs

Redresseur		Onduleur		Démarreur (symbole général)		Générateur (symbole général)	G
Machine (symbole général)	*	* = C, G, GS... avec C = commutatrice G = génératrice M = moteur GS = générateur synchrone MG = moteur ou génératrice MS = moteur synchrone				Élément de pile ou d'accumu-lateur	
Moteur linéaire	M	Moteur pas à pas	M	Moteur série monophasé	MS 1~	Moteur asynchrone triphasé à rotor à court-circuit	M 3~
Moteur asynchrone triphasé à rotor à bagues	M 3~	Moteur à courant continu à excitation série	M	Moteur à courant continu à excitation en dérivation (shunt)	M		
Alternateur synchrone triphasé à aimant permanent	GS 3~	Transformateurs à deux enroulements	ou	Autotransformateur	ou		

Principaux symboles hydrauliques et pneumatiques NF ISO 1219-1, NF E 04-057

Conduites - Raccordements - Réservoirs - Accumulateurs - Sources d'énergie - Clapets

Conduite de travail alimentation retour		Raccord rapide sans clapet		Source de pression hydraulique	
Conduite de pilotage		Raccord rapide avec clapet		Source de pression pneumatique	
Conduite d'évacuation des fuites		Raccords rapides accouplés		Réservoir à l'air : – conduite débouchant au-dessus du fluide	
Conduite flexible		Raccord rotatif à une voie		– conduite débouchant au-dessous du fluide	
Ligne électrique		Raccord rotatif à trois passages		– à conduite en charge	
Raccordement de conduites		Purge d'air continue		Réservoir sous pression	
Croisement de conduites		Purge d'air temporaire		Accumulateur (position verticale seulement)	
Orifice ou voie fermée		Évacuation d'air non connectable		Accumulateur hydro-pneumatique	
Silencieux (air)		Évacuation d'air connectable		Clapet de non retour piloté à l'ouverture	
Clapet de non retour sans ressort		Clapet de non retour avec ressort		Clapet de non retour à étranglement réglable	

Appareils de conditionnement -Limiteurs de pression - Échangeurs de chaleur - Réducteurs de débits - Sélecteurs

Filtre, crépine		Purgeur à commande manuelle		Purgeur à commande automatique	
Déshydrateur		Lubrificateur		Limiteur de pression (soupape de sureté)	
Filtre avec séparateur		Robinet vanne		Réducteur de pression détendeur	
Régulateur de température		Refroidisseur ou réfrigérant		Groupe de conditionnement d'air	
Réchauffeur		Sélecteur de circuit		Soupape d'échappement rapide	
Réducteur de débit non réglable		Réducteur de débit réglable		Diviseur de débit	

Appareils complémentaires

Indicateur de pression		Manomètre	ou	Thermomètre	
Indicateur de niveau		Manomètre différentiel		Débimètre	

Distributeurs (voir principe et autres cas pages 497 et 499)					
2/2 normalement fermé		3/2 normalement fermé		Distributeur 4/2	
2/2 normalement ouvert		3/2 normalement ouvert		Distributeur 5/2	

Modes de commandes

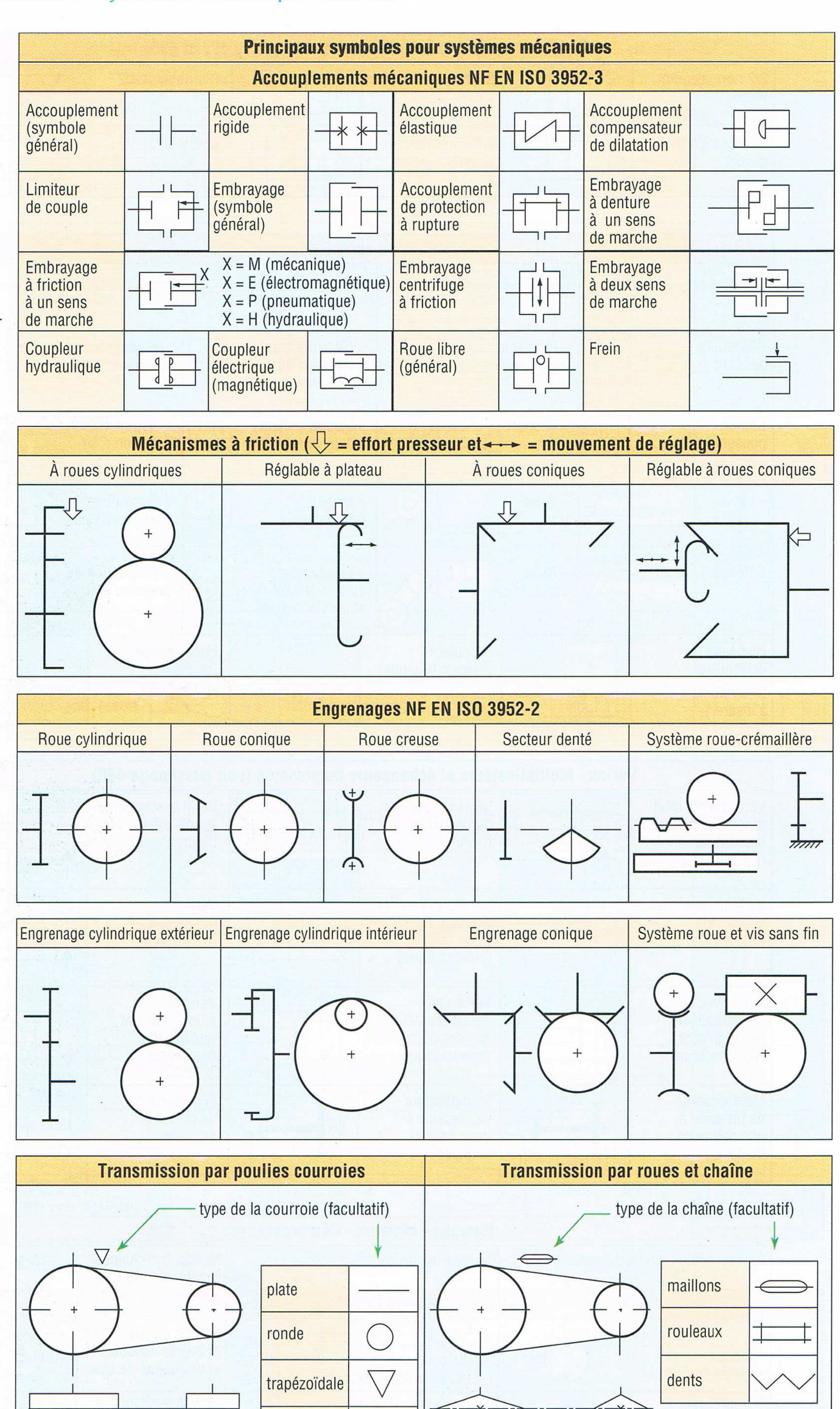
Commande musculaire	Commande mécanique	Commande électrique	Commande directe par pression
– Manuelle générale	– Poussoir ou palpeur	– Électro-aimant à un enrouleur	– Augmentation de pression d'huile
Bouton - poussoir	– Ressort	– Électro-aimant à deux enrouleurs	– Augmentation de pression d'air
– Levier	– Galet	– Moteur électrique (M)	– Diminution de pression d'huile
– Pédale	– Galet escamotable	– Combinaison électro-aimant et pression d'air	– Diminution de pression d'air

Dispositif de verrouillage (* symbole à insérer)	*	Basculeur (détente brusque)		Encliquetage (maintien en position)	

Vérins - Multiplicateurs et échangeurs de pression (voir aussi page 490)					
Vérin simple effet rappel par force non définie (hydraulique)		Vérin simple effet rappel par ressort (pneumatique)		Vérin télescopique simple effet (hydraulique)	
Vérin double effet simple tige (pneumatique)		Vérin double effet à double tige traversante (pneumatique)		Vérin différentiel (hydraulique)	
Vérin avec amortissement fixe d'un côté (pneumatique)		Vérin avec amortissement fixe des deux côtés (pneumatique)		Vérin avec amortissement réglable des deux côtés	
Multiplicateur de pression à une nature de fluide	X Y	Multiplicateur de pression à deux natures de fluide	X Y	Échangeur de de pression air huile	

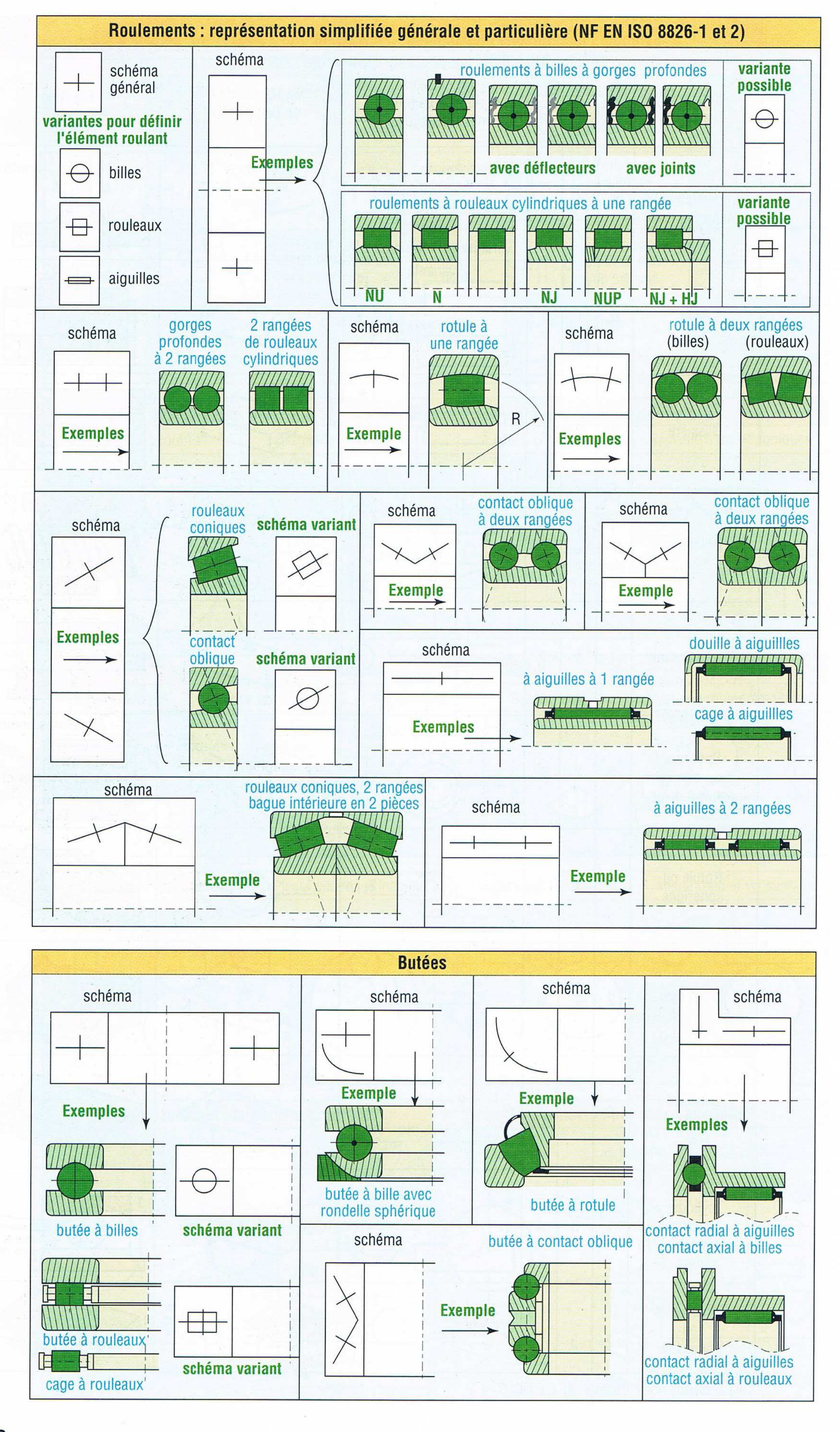
Pompes - Moteurs - Compresseurs

Pompe hydraulique à cylindrée fixe		Moteur hydraulique à cylindrée fixe		Moteur hydraulique à cylindrée réglable à un seul sens de flux	
– à un seul sens de flux – à deux sens de flux		– à un seul sens de flux et un sens de rotation – à deux sens de flux et deux sens de rotation		Pompe moteur à cylindrée variable et deux sens de flux	
Compresseur à cylindrée fixe, un seul sens de flux		Moteur pneumatique à cylindrée variable et deux sens de flux		Moteur hydraulique oscillant	


Principaux symboles pour systèmes mécaniques
Accouplements mécaniques NF EN ISO 3952-3
Accouplement (symbole général)
Accouplement rigide
Accouplement élastique
Accouplement compensateur de dilatation
Limiteur de couple
Embrayage (symbole général)
Accouplement de protection à rupture
Embrayage à denture à un sens de marche
Embrayage à friction à un sens de marche
X
X = M (mécanique)
X = E (électromagnétique)
X = P (pneumatique)
X = H (hydraulique)
Embrayage centrifuge à friction
Embrayage à deux sens de marche
Coupleur hydraulique
Coupleur électrique (magnétique)
Roue libre (général)
Frein
Mécanismes à friction (⇩ = effort presseur et ←→ = mouvement de réglage)
À roues cylindriques
Réglable à plateau
À roues coniques
Réglable à roues coniques
Engrenages NF EN ISO 3952-2
Roue cylindrique
Roue conique
Roue creuse
Secteur denté
Système roue-crémaillère
Engrenage cylindrique extérieur
Engrenage cylindrique intérieur
Engrenage conique
Système roue et vis sans fin
Transmission par poulies courroies
type de la courroie (facultatif)
plate
ronde
trapézoïdale
crantée
NF EN 3952-4
Transmission par roues et chaîne
type de la chaîne (facultatif)
maillons
rouleaux
dents
roue
pignon
NF EN 3952-4

Symboles des liaisons mécaniques NF EN 23952 / ISO 3952-1 NF EN ISO 3952-1						
Nom de la liaison	Translations	Rotations	Degrés de liberté	Principales représentations planes (orthogonales)	Représentation en perspective	Exemple
Encastrement ou liaison fixe	0	0	0	variante 1 variante 2		soudure
Pivot	0	1	1	variante 1 variante 2		
Glissière	1	0	1	*	*	
Hélicoïdale	1 + 1 Combinées (fonction du pas)		1	filet à droite * *	*	écrou vis
Pivot glissant	1	1	2			
Spérique ou rotule à doigt	0	2	2			cannelures bombées
Rotule ou sphérique	0	3	3			
Appui plan	2	1	3			
Linéaire rectiligne *	2	2	4	* *	*	
Sphère cylindre ou linéaire annulaire	1	3	4	*		sphère dans cylindre
Sphère-plan ou ponctuelle	2	3	5	*	*	

(*) ancienne normalisation NF E 04-015.


Roulements : représentation simplifiée générale et particulière (NF EN ISO 8826-1 et 2)
schéma général
variantes pour définir l'élément roulant
billes
rouleaux
aiguilles
schéma
Exemples
roulements à billes à gorges profondes
avec déflecteurs
avec joints
variante possible
roulements à rouleaux cylindriques à une rangée
NU
N
NJ
NUP
NJ + HJ
variante possible
schéma
gorges profondes à 2 rangées
2 rangées de rouleaux cylindriques
Exemples
schéma
rotule à une rangée
Exemple
R
schéma
rotule à deux rangées
(billes)
(rouleaux)
Exemples
schéma
rouleaux coniques
schéma variant
Exemples
contact oblique
schéma variant
schéma
contact oblique à deux rangées
Exemple
schéma
contact oblique à deux rangées
Exemple
schéma
douille à aiguillles
à aiguilles à 1 rangée
Exemples
cage à aiguillles
schéma
rouleaux coniques, 2 rangées
bague intérieure en 2 pièces
Exemple
schéma
à aiguilles à 2 rangées
Exemple
Butées
schéma
Exemples
butée à billes
schéma variant
butée à rouleaux
cage à rouleaux
schéma variant
schéma
Exemple
butée à bille avec rondelle sphérique
schéma
Exemple
butée à rotule
schéma
butée à contact oblique
Exemple
schéma
Exemples
contact radial à aiguilles
contact axial à billes
contact radial à aiguilles
contact axial à rouleaux

Représentation simplifiée des joints d'étanchéité dynamiques – NF EN ISO 9222-1 et 2

Représentation simplifiée générale

Cette représentation simplifiée est à utiliser lorsqu'il n'est pas important de montrer la forme exacte des joints d'étanchéité, par exemple dans les dessins d'assemblage.
Dans les cas où il est nécessaire de préciser la direction d'étanchéité, la croix en diagonale peut être complétée par une flèche.

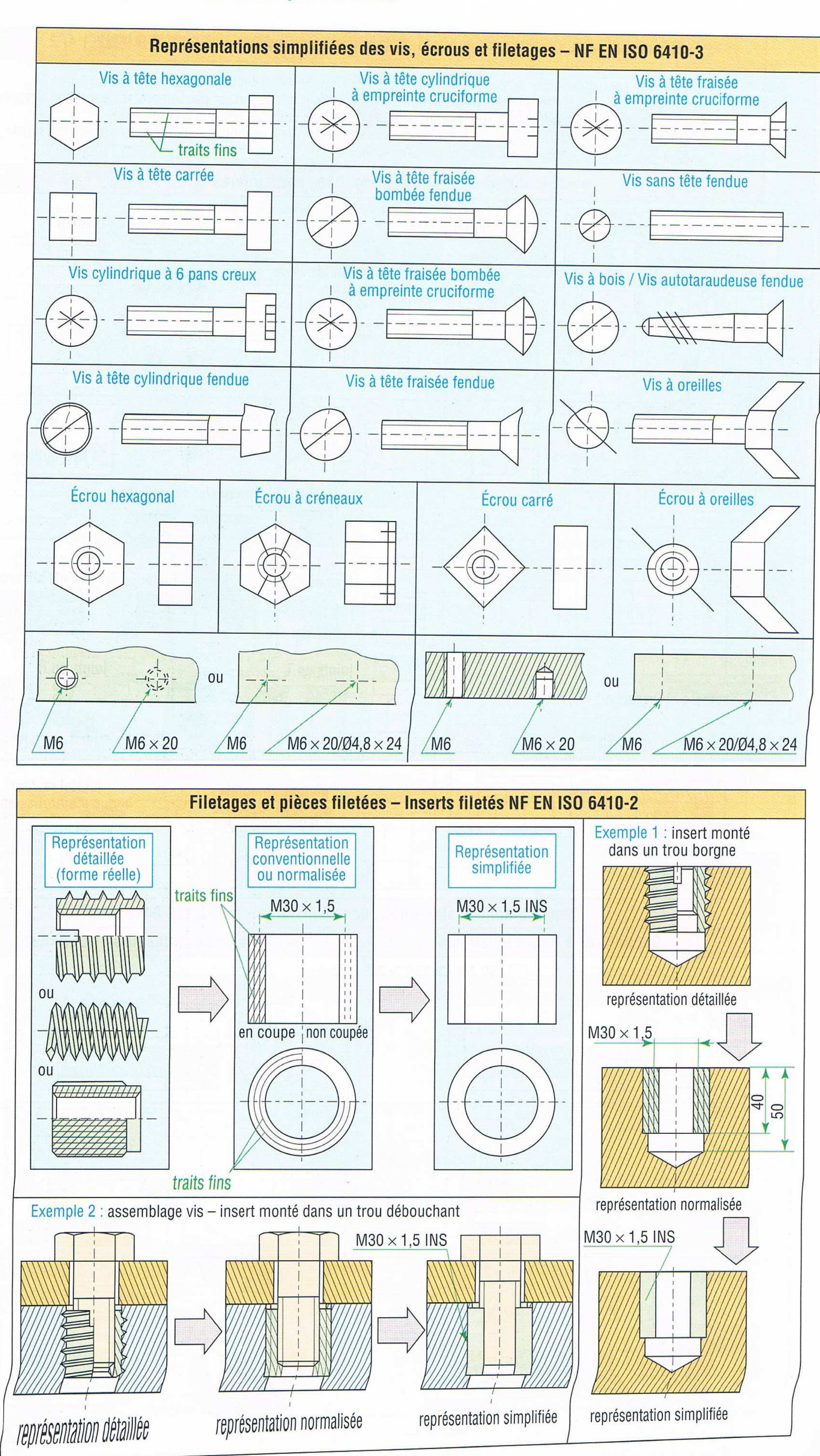
Représentations simplifiées particulières

Représentations simplifiées des cannelures – NF EN ISO 6413

Cannelures à flancs parallèles

À flancs en développante et dentelures

(Voir aussi page 248).


Représentations simplifiées des vis, écrous et filetages – NF EN ISO 6410-3
Vis à tête hexagonale
traits fins
Vis à tête cylindrique à empreinte cruciforme
Vis à tête fraisée à empreinte cruciforme
Vis à tête carrée
Vis à tête fraisée bombée fendue
Vis sans tête fendue
Vis cylindrique à 6 pans creux
Vis à tête fraisée bombée à empreinte cruciforme
Vis à bois / Vis autotaraudeuse fendue
Vis à tête cylindrique fendue
Vis à tête fraisée fendue
Vis à oreilles
Écrou hexagonal
Écrou à créneaux
Écrou carré
Écrou à oreilles
ou
M6
M6 × 20
M6
M6 × 20/Ø4,8 × 24
ou
M6
M6 × 20
M6
M6 × 20/Ø4,8 × 24
Filetages et pièces filetées – Inserts filetés NF EN ISO 6410-2
Représentation détaillée (forme réelle)
ou
ou
traits fins
Représentation conventionnelle ou normalisée
M30 × 1,5
en coupe
non coupée
traits fins
Représentation simplifiée
M30 × 1,5 INS
Exemple 1 : insert monté dans un trou borgne
représentation détaillée
M30 × 1,5
40
50
représentation normalisée
M30 × 1,5 INS
représentation simplifiée
Exemple 2 : assemblage vis – insert monté dans un trou débouchant
M30 × 1,5 INS
représentation détaillée
représentation normalisée
représentation simplifiée

Représentation simplifiée d'assemblage au moyen d'éléments de fixation – NF ISO 5845-1

Principe généraux pour la représentation simplifiée de trous, boulons ou vis, rivets, etc. sur les dessins techniques.

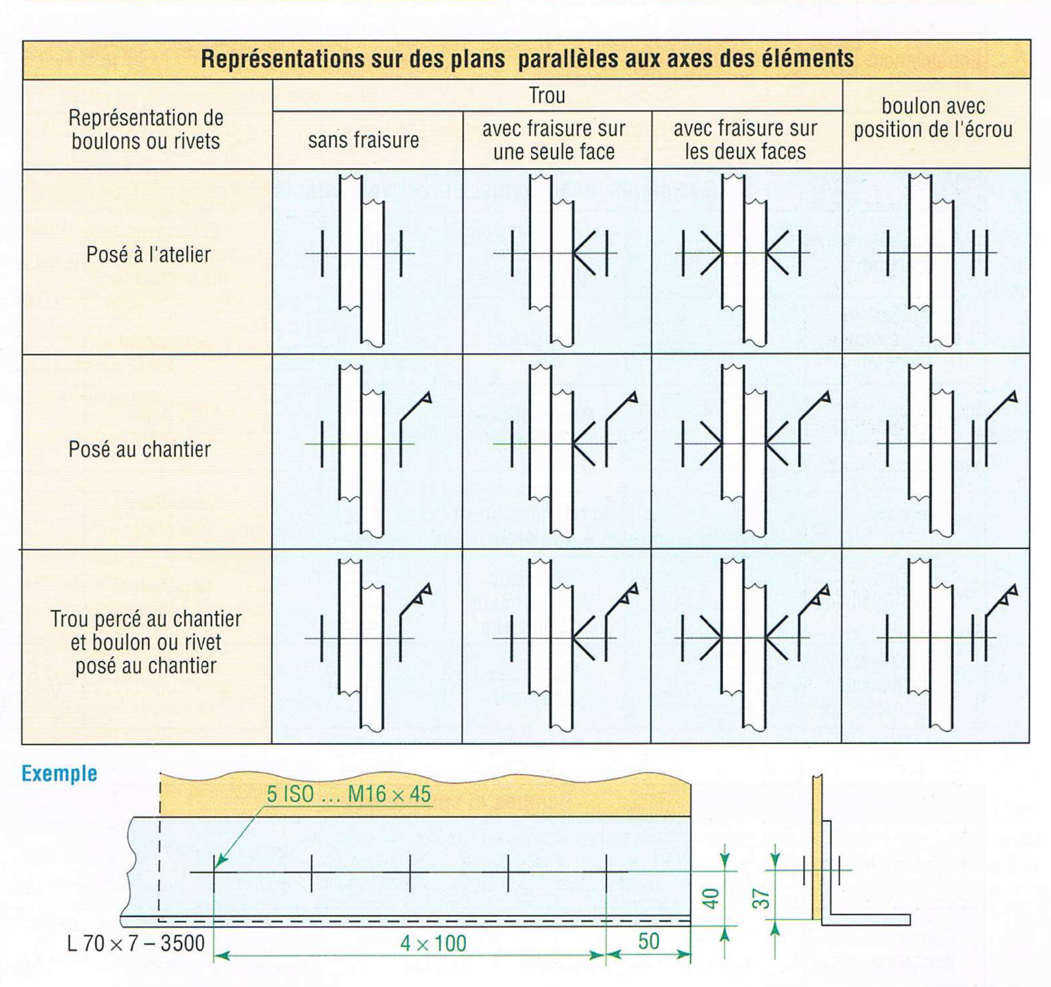
Représentation dans un plan perpendiculaire à l'axe

Trou et boulon ou rivet	Trou			
	sans fraisure	avec fraisure sur face vue	avec fraisure sur face cachée	avec fraisure sur les deux faces
Percé et posé à l'atelier				
Percé à l'atelier et posé au chantier				
Percé et posé au chantier				

La position de l'éléments de fixation est indiquée par la croix. Les trous, vis ou rivets doivent être désignés conformément à leur norme (exemple : M12 × 50 pour un boulon de filetage M12 et de longueur 50 mm).

Représentation sur des plans parallèles aux axes des éléments

Représentation des trous	Trou		
	sans fraisure	avec fraisure sur une seule face	avec fraisure sur les deux faces
Percé à l'atelier			
Percé au chantier			



Représentations sur des plans parallèles aux axes des éléments

Représentation de boulons ou rivets	Trou			boulon avec position de l'écrou
	sans fraisure	avec fraisure sur une seule face	avec fraisure sur les deux faces	
Posé à l'atelier				
Posé au chantier				
Trou percé au chantier et boulon ou rivet posé au chantier				

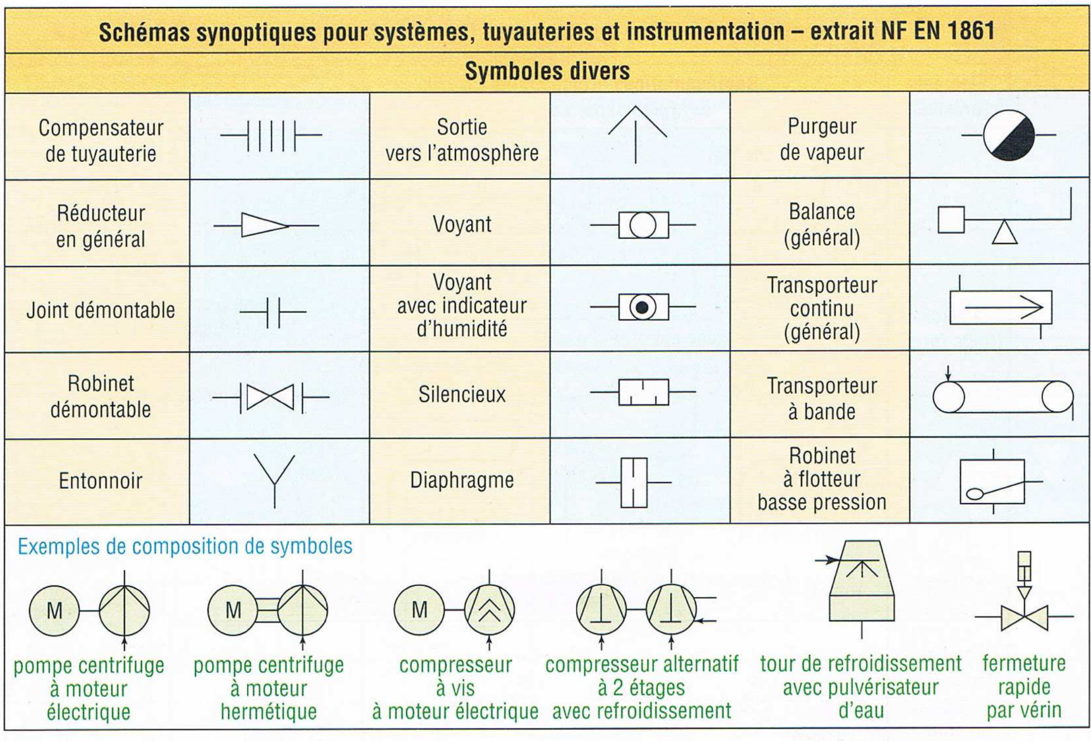
Exemple

Schémas synoptiques pour systèmes, tuyauteries et instrumentation – extrait NF EN 1861					
Tuyauteries					
Entrée		Fluide caloporteur		Tuyauterie réchauffée ou refroidie	
Sortie		Eau de refroidissement pour condenseur		Tuyauterie isolée	
Sens de flux		Autres substances		Conduite de commande	
Fluide frigorigène	circuit principal circuit secondaire	Produit à refroidir ou à réchauffer		Connexion en T	
Tuyauterie souple		Intersection sans connexion		Connexion en croix	

Robinets, clapets, robinets actionneurs et moteurs							
Robinet (général)		À soupape		Soupape de sûreté	sortie	D'équerre (général)	
Fermé normalement		Robinet-vanne		À commande permanente (général)		3 voies, côté noir fermé	
Robinet à papillon		À tournant (général)		Clapet de non retour (général)		Non retour à battant	
Robinets actionneurs	H manuel; pression + ressort; par piston; flotteur; pression + masse; diaphragme; solénoïde						
Entraînement et moteurs	(général); M moteur électrique; D entraînement en général; M électrique; P pneumatique; H hydraulique; E à combustion						

Récipients, échangeurs, filtres, ventilateurs et divers					
Allumage, brûleur (général)		Échangeur avec intersection des conduites		Échangeur sans intersection des conduites	
Chauffage ou refroidissement (général)		Agitateur	(général) à palettes	Pulvérisateur	
Filtre (général)		Filtre à liquide (général)		Filtre à gaz (général)	
Turbine…		Tour de refroidissement (général)		Séparateur (général)	
Récipient (général)		Récipient avec garniture d'étanchéité		Récipient avec chicanes	
Récipient avec plateau (général)		Ventilateur (général)		Ventilateurs centrifuge (1) hélice (2)	(1) (2)

Pompes et compresseurs	
Pompes à liquide	(général); alternative; à vis; centrifuge; à engrenages; à membrane; à jet liquide
Compresseurs pompes à vide	(général); alternatif; à vis; rotatif à piston; à palettes; turbo-compresseur



Schémas synoptiques pour systèmes, tuyauteries et instrumentation – extrait NF EN 1861					
Symboles divers					
Compensateur de tuyauterie		Sortie vers l'atmosphère		Purgeur de vapeur	
Réducteur en général		Voyant		Balance (général)	
Joint démontable		Voyant avec indicateur d'humidité		Transporteur continu (général)	
Robinet démontable		Silencieux		Transporteur à bande	
Entonnoir		Diaphragme		Robinet à flotteur basse pression	

Code, symboles généraux, symboles de mesurage et de commande

Codes pour identifier les fonctions et instruments

A : alarme
C : commande
D : masse volumique (différence)
E : variables électriques
F : débit (rapport)
G : étalonnage, position ou longueur
H : manuellement
I : indication
J : balayage
K : durée (ou programme de…)
L : niveau
M : buée ou humidité
N et O : choix utilisateur
P : pression ou vide
Q : qualité
en 1re lettre : analyse, conductivité, concentration… ; ou intégration ou totalisation,
en lettre suivante : intégration ou sommation
R : rayonnement nucléaire (si 1re lettre)
enregistrement (en lettre suivante)
S : vitesse ou fréquence (si 1re lettre)
commutation (en lettre suivante)
T : température (si 1re lettre)
transmission (en lettre suivante)
V : viscosité
W : masse ou force
Z : action de secours ou de sûreté

Symboles généraux pour les indications et exemples

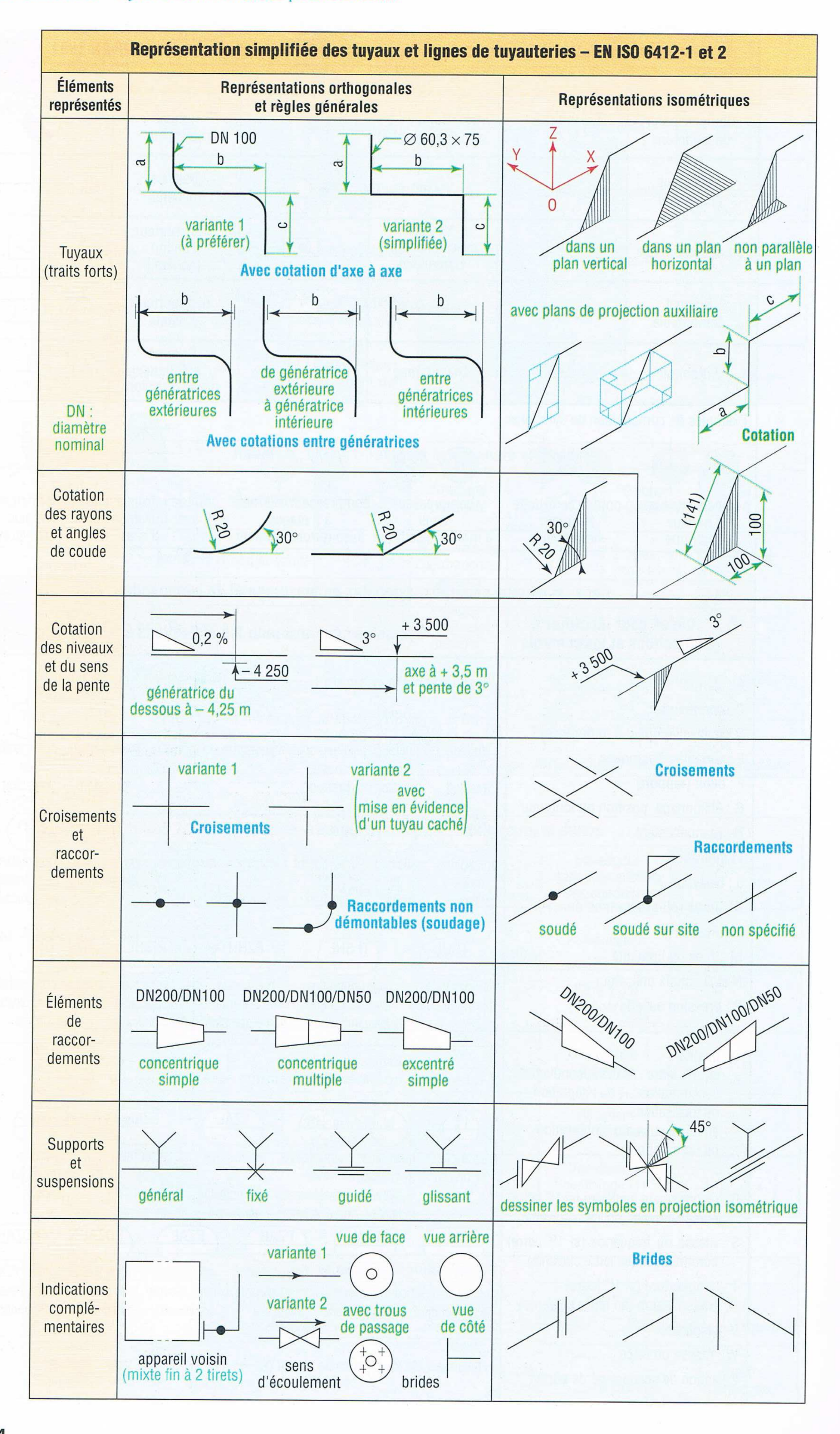
Instrumentation locale → (cercle) ou (ovale)

PS	limiteur de pression
PSH	limiteur haute pression
PSL	limiteur basse pression
PI	manomètre
PDI	manomètre différentiel
PT	transmetteur de pression
PC	commande de pression
PZH	pressostat haute pression
LI	indicateur de niveau
LS	interrupteur de niveau
PIT	indication de transmetteur
IT	thermomètre
TT	transmetteur température
TIT	transmetteur température avec indication
TSHL	commutateur thermostatique
TI SHL	commutateur thermostatique avec indication
PZHH	pressostat de sécurité haute pression
PISHL	contacteur de pression avec indication
QI A NH_3	mesure concentration NH_3 avec indication et alarme

Tableau de commande à distance → (cercle) ou (ovale)

LT	transmetteur de niveau
LI	mesurage de niveau avec indication
TIR	thermomètre avec indication et enregistrement
LZAL	valeur mini du commutateur de niveau
LZAH	valeur maxi du commutateur de niveau
FZAL	valeur mini commutateur de débit
TZAH	valeur maxi contact sécurité de température
TZAL	valeur maxi contact sécurité de température
PZAH	valeur maxi contact sécurité à pression
PZAL	valeur mini contact sécurité à pression
PDZAL	idem PZAL avec pression différentielle
PDZAH	idem PZAH avec pression différentielle

Tableau de commande local → (cercle) ou (ovale)


Représentation simplifiée des tuyaux et lignes de tuyauteries – EN ISO 6412-1 et 2
Éléments représentés
Représentations orthogonales et règles générales
Représentations isométriques
Tuyaux (traits forts)
DN : diamètre nominal
DN 100
a
b
c
variante 1 (à préférer)
∅ 60,3 × 75
variante 2 (simplifiée)
Avec cotation d'axe à axe
entre génératrices extérieures
de génératrice extérieure à génératrice intérieure
entre génératrices intérieures
Avec cotations entre génératrices
Z
Y
X
O
dans un plan vertical
dans un plan horizontal
non parallèle à un plan
avec plans de projection auxiliaire
Cotation
Cotation des rayons et angles de coude
R 20
30°
(141)
100
Cotation des niveaux et du sens de la pente
0,2 %
– 4 250
génératrice du dessous à – 4,25 m
3°
+ 3 500
axe à + 3,5 m et pente de 3°
Croisements et raccor-dements
variante 1
variante 2
avec mise en évidence d'un tuyau caché
Croisements
Raccordements non démontables (soudage)
Raccordements
soudé
soudé sur site
non spécifié
Éléments de raccor-dements
DN200/DN100
DN200/DN100/DN50
concentrique simple
concentrique multiple
excentré simple
Supports et suspensions
général
fixé
guidé
glissant
45°
dessiner les symboles en projection isométrique
Indications complé-mentaires
appareil voisin (mixte fin à 2 tirets)
variante 1
variante 2
sens d'écoulement
vue de face
vue arrière
avec trous de passage
vue de côté
brides
Brides

Principaux symboles pour organigrammes (NF Z 67-010 / NF Z 67-011)

Symboles pour organigrammes de programmation (voir principaux symboles chapitre 12 : paragraphe VI)

Modes synchrone, parallèle, asynchrone	Une ou plusieurs voies doivent l'avoir atteint avant qu'une ou plusieurs voies qui en sortent soient utilisées, en parallèle ou suivant un ordre quelconque.	

Symboles pour organigrammes de configuration

Unité de traitement		Unité auxiliaire		Mémoire principale		Unité de commutation	ou
Unité de traitement asservie		Mémoire auxiliaire		Bande magnétique		Disque	
Imprimante		Tambour		Perforateur de bandes		Lecteur de bandes	
Lecteur de documents		Affichage ou visualisation		Entrée sur écran		Sortie imprimante	
Unité d'entrée sortie (symbole général)		Lecteur de cartes perforateur de cartes		Unité de transformation		Entrée manuelle	

Symboles pour organigrammes de données

Symbole * général d'information		Symbole * général de traitement		Document imprimé		Bande perforée	
Tambour magnétique		Bande magnétique		Disque magnétique		Fichier	
Carte perforée		Paquet de cartes		Document d'entrée		Document de sortie	
Sortie illustrée ou visualisation		Fusion		Séparation		Tri	
Interclassement ou assortiment		Entrée manuelle		Opération manuelle		Renvoi	
Ligne pour transfert d'information		Lignes pour transmission		Commentaire		* s'utilise quand un symbole particulier n'existe pas ou n'est pas nécessaire.	

Système international d'unités (SI)

Unités de base du système international		
Nom	**Unité**	**Symbole**
Longueur	mètre	m
Angle plan	radian	rad
Angle solide	stéradian	sr
Masse	kilogramme	kg
Temps	seconde	s
Intensité de courant électrique	ampère	A
Température thermodynamique	degré Kelvin *	K
Quantité de matière	mole	mol
Intensité lumineuse	candela	cd

* 1 degré celsius (°C) = 1 Kelvin (K)
La température Celsius (t_c) est liée à la température thermodynamique Kelvin (T) par la relation :
$T = t_c + 273{,}15$ (exemple : 0 °C = 273,15 K)
Conversion entre échelle Celsius (t_c) et échelle anglo-saxonne Farenheit (t_f): $t_c = (t_f - 32)/1{,}8$

Préfixes pour mutiples et sous multiples		
Nom	**Symbole**	**Facteur**
exa	E	1 000 000 000 000 000 000 = 10^{18}
péta	P	1 000 000 000 000 000 = 10^{15}
téra	T	1 000 000 000 000 = 10^{12}
giga	G	1 000 000 000 = 10^{9}
méga	M	1 000 000 = 10^{6}
kilo	k	1 000 = 10^{3}
hecto	h	100 = 10^{2}
déca	da	10 = 10^{1}
		1 = 10^{0}
déci	d	0,1 = 10^{-1}
centi	c	0,01 = 10^{-2}
milli	m	0,001 = 10^{-3}
micro	µ	0,000 001 = 10^{-6}
nano	n	0,000 000 001 = 10^{-9}
pico	p	0,000 000 000 001 = 10^{-12}
femto	f	0,000 000 000 000 001 = 10^{-15}
atto	a	0,000 000 000 000 000 001 = 10^{-18}

Unités dérivées pour les grandeurs les plus usuelles									
Grandeur	Symb.	Unités		Multiples et sous-multiples ayant un nom particulier			Unités usuelles hors système et unites anglo-saxonnes		
		Nom et symbole	Valeur en unités de base	Nom	Symb.	Valeur SI	Nom	Symb.	Valeur SI
Longueur	L, l...	mètre	m	angström micromètre ou micron	Å µm	10^{-10} m 10^{-6} m	pouce (inch) pied (foot) yard	in ft yd	25,4 mm 304,8 mm 0,9144 m
Aire ou superficie	S, A...	mètre carré	m^2	hectare are	ha a	10 000 m^2 100 m^2	pouce carré (square inch)	in^2	6,4516 cm^2
Volume	V	mètre cube	m^3	litre stère	L st	10^{-3} m^3 1 m^3	gallon (UK) tonneau (navire)		4,546 L 1,13267 m^3
Angle plan	α, β...	radian	rad	tour	tr	2π rad	degré d'angle minute d'angle seconde d'angle	° ' ''	π/180 rad 1/60 ° 1/60 '
Masse	m	kilogramme	kg	tonne quintal	t q	1 000 kg 100 kg	carat métrique pound (livre) ounce (once)	 lb oz	0,2 g 0,4536 kg 28,349 g
Force	F	newton (N)	$kg.m.s^{-2}$	décanewton	daN	10 N	pound-force kilogramme-force	lbf kgf	0,4448 daN 0,981 daN
Moment d'une force et couple	M	newton mètre	N.m				pound-force foot	lbf.ft	1,356 Nm
Pression et contraintes	p	pascal (Pa)	$N.m^{-2}$	bar atmosphère	bar atm	10^5 Pa 1013 mbar	pound-force par inch carré	psi	6894,754 Pa
Énergie-travail et quantité de chaleur	E, W	joule (J)	N.m	wattheure électron volt	Wh eV	3600 J $1{,}59.10^{-19}$J	calorie thermie frigorie	cal th fg	4,1855 J 10^6 cal -1 kcal
Puissance	P	watt (W)	$J.s^{-1}$	kilowatt	kW	1000 W	cheval (vapeur) horsepower	cv hp	736 W 746 W
Vitesse	v	mètre par seconde	$m.s^{-1}$	kilomètre par heure	$km.h^{-1}$	$1/3{,}6$ $m.s^{-1}$	mile nautique nœud		1,852 km 1,852 km/h
Vitesse angulaire	ω	radian par seconde	$rad.s^{-1}$	tour par seconde	$tr.s^{-1}$	2π $rad.s^{-1}$	tour par minute (N)	tr/min	30 / π
Viscosité cinématique	ν	mètre carré par seconde	$m^2.s^{-1}$	stoke	St	10^{-4} $m^2.s^{-1}$			
Viscosité dynamique	μ	pascal seconde	$Pa.s^{-1}$	poise	P	0,1 Pa.s			

Grandeur (symbole)	Unités SI		
	Nom	Symb.	Valeur
Espace et temps (autres grandeurs)			
Fréquence (f)	Hertz	Hz	s^{-1}
Accélération (a)	mètre par seconde carré	m/s^2	m/s^2
Accélération angulaire (α)	radian par seconde carré	rad/s^2	rad/s^2
Mécanique (autres grandeurs)			
Masse volumique (ρ)	kilogramme par mètre cube	kg/m^3	kg/m^3
Densité (d)	sans dimension	-	-
Volume massique (v)	mètre cube par kilogramme	m^3/kg	m^3/kg
Débit-masse (q_m)	kilogramme par seconde	kg/s	kg/s
Débit-volume (q_v)	mètre cube par seconde	m^3/s	m^3/s
Quantité de mouvement (p)	kilogramme mètre par seconde	kg.m/s	kg.m/s
Moment cinétique (L)	kilogramme mètre carré par seconde	$kg.m^2/s$	$kg.m^2/s$
Moment d'inertie (I, J)	kilogramme mètre carré	$kg.m^2$	$m^2.kg$
Thermodynamique			
Coefficient de dilatation linéique (α_L)	kelvin à la puissance moins un	K^{-1}	1/K
Conductivité thermique (λ)	watt par mètre et Kelvin	W/(m.K)	$m.kg/(K.s^3)$
Capacité massique (chaleur spécifique) (c)	joule par kilo et Kelvin	J/(kg.K)	$m^2/(K.s^2)$
Énergie interne ...	joule	J	$m^2.kg/s^2$

Grandeur (symbole)	Unités SI		
	Nom	Symb.	Valeur
Électricité - Électronique - Magnétisme			
Quantité d'électricité (Q)	coulomb	C	A.s
Champ électrique $E(k)$	volt par mètre	V/m	$m.kg/(A.s^3)$
Potentiel, ddp, tension, f.é.m. (V)	volt	V	$m^2.kg/(A.s^3)$
Résistance impédance (R)	ohm	Ω	$m^2.kg/(A^2s^3)$
Résistivité (ρ)	ohm mètre	Ω.m	$m^3.kg/(A^2s^3)$
Capacité (C)	farad	F	$A^2.s^4/(kg.m^2)$
Champ magnétique (H)	ampère par mètre	A/m	A/m
Induction magnétique (B)	tesla	T	$kg/(A.s^2)$
Flux d'induction magnétique (Φ)	weber	Wb	$m^2.kg/(A.s^2)$
Inductance (L)	henry	H	$m^2.kg/(A^2s^2)$
Réluctance (R, R_m)	henry à la puissance moins un	H^{-1}	$A^2.s^2/(m^2.kg)$
Conductance, admittance... (G)	siemens	S	$s^2.A^2/(kg.m^2)$
Conductivité (γ, σ)	siemens par mètre	S/m	$s^2.A^2/(kg.m^3)$
Optique			
Flux lumineux (Φ, Φ_v)	lumen	lm	cd.sr
Luminance (L, L_v)	candela par mètre carré	cd/m^2	cd/m^2
Éclairement	lux	lx	$cd.sr/m^2$
Exposition lumineuse (H)	lux seconde	lx.s	$cd.sr.s/m^2$
Efficacité lumineuse (K)	lumen par watt	lm/W	$cd.sr.s^3/(m^2.kg)$

Normes françaises : références, abréviations, classification

NF... : Norme française homologuée d'origine purement nationale, ou équivalente à une norme internationale ou européenne sans en être la reproduction intégrale.

Exemple : NF X 06-022 (norme équivalente en partie à l'ISO 2859-1).
Remarque : dans le cas d'une norme expérimentale, d'un fascicule de documentation ou d'un document nominatif enregistré on a les préfixes X, XP ou FD (exemple X 02-002).

Répertoire des principales normes d'origine purement nationale par classes	
NF A : métallurgie NF B : carrières, céramiques, verres, réfractaires, bois NF C : électricité NF E : mécanique NF F : chemins de fer NF H : distribution physique des marchandises NF J : constructions et industries navales NF L : aéronautique et espace	NF M : combustibles et énergie nucléaire NF P : bâtiment et génie civil NF R : automobiles, motos et cycles NF S : industries diverses NF T : industries chimiques (plastiques, élastomères...) NF U : matières et objets utilisés en agriculture NF X : normes fondamentales, normes générales NF Z : administration, commerce, documentations...

NF EN... : Norme française reproduisant intégralement une norme européenne.
Exemple : NF EN 510 (version française de la norme européenne EN 510).

NF ISO... : Norme française reproduisant intégralement une norme internationale.
Exemple : NF ISO 7266 (reproduit intégralement la norme internationale ISO 7266).
NF ISO/CEI 9075 (reproduit une norme de filiation ISO et CEI).

NF EN ISO... : Norme française reproduisant intégralement une norme européenne (EN) issue d'une filière internationale (ISO...).
Exemple : NF EN ISO 9000-1 (reproduit intégralement la norme européenne EN ISO 9000-1, laquelle reproduit la norme internationale ISO 9000-1).

Principales abréviations utilisées dans les références de normes

Abréviations	Signification	Abréviations	Signification
CD	Projet de comité ISO	EXP	Symbole des normes expérimentales
CECA	Communauté européenne du charbon et de l'acier	FD	Symbole des fascicules de documentation
CEI	Commission électrotechnique internationale (47 comités nationaux)	HD	Document d'harmonisation
CEN	Comité européen de normalisation	HOM	Symbole des normes homologuées
CENELEC	Comité européen de normalisation électrotechnique	I-ETS	Norme européenne intermédiaire de télécommunications
CR	Rapport du CEN	ICS	Classification internationale des normes (utilisée par l'AFNOR)
CSTB	Centre scientifique et technique du bâtiment	IDT	Identique (norme de même contenu et même présentation)
CTR	Réglementations techniques ETSI	ISO	Organisation internationale de normalisation
DIS	Projet de norme ISO	NEQ	Non équivalent
DTR	Projet de rapport technique ISO	NF	Préfixe pour désigner une norme homologuée ou enregistrée
DTU	Document technique unifié	R	Recommandation ISO
EN	Norme européenne	RE	Symbole des documents de référence
ENR	Symbole pour norme enregistrée	REL	En relation
ENV	Prénorme européenne	TBR	Support technique de l'ETSI
EQV	Équivalente (même contenu mais de présentation sensiblement différente)	TR	Rapport technique ISO
ETS	Norme européenne de télécommunications (NF ETS...)	UE	Union européenne
ETSI	Institut européen des normes de télécommunications	UTE	Union technique de l'électricité
EU	Euronorme élaborée par le CECA	XP	Préfice pour norme expérimentale

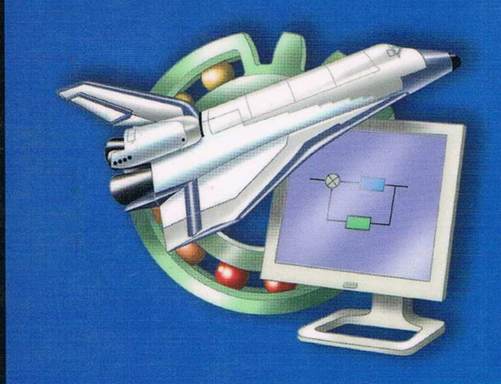
Index

Fabrication :
Maria Pauliat
Édition :
Patrick Gonidou / Clarisse Darras
Coordination artistique :
Isabelle Jalfre
• Pour la présente édition :
Mise en couleur, mise en page, composition, adaptation dessins auteur :
JPM sa
• Pour la 1re édition :
Maquette, mise en page, dessins techniques, illustrations :
F&T
Conseil technologie et sciences :
Frédéric Fabre, Fractale
Couverture :
Isabelle Jalfre
Illustration de couverture :
Jean-Luc Maniouloux

N° éditeur : 10139058 - JPM - Dépôt légal : Mars 2007
Achevé d'imprimer en Espagne sur les presses de Gráficas Estella

Jean-Louis FANCHON

Guide des sciences et technologies industrielles



Ce livre, ouvrage de référence régulièrement actualisé, est destiné à tous les élèves et étudiants qui poursuivent des études en sciences et technologies industrielles (STI). Véritable outil de formation pour tous ceux qui s'initient à cette discipline et pour tous ceux qui préparent un baccalauréat ou un diplôme supérieur, il sert aussi de référence aux professionnels.

Ce guide rassemble une synthèse des savoirs et connaissances sur les sciences industrielles et les systèmes correspondants, à la fois pour comprendre, analyser, et représenter, mais aussi pour concevoir et expérimenter. Il se divise en 6 parties :
- dessin industriel et graphes ;
- matériaux ;
- éléments de construction ou de machines ;
- méthodes d'analyse et organisation d'entreprise ;
- systèmes automatisés, automatisme et automatique ;
- normalisation et schémas.

À l'intérieur des parties, chaque chapitre propose des éléments de cours, des références (principes, normes, données, ...), des exemples, des applications, ... Les extraits de normes proposés et les simplifications parfois adoptées, ne sauraient remplacer, en usage professionnel, les documents officiels de AFNOR et les catalogues de référence des fabricants.





ISBN AFNOR 978-2-12-494160-5
ISBN NATHAN 978-2-09-160331-5





